

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ГОРЯ СІКОРСЬКОГО»
МЕХАНІКО-МАШИНОБУДІВНИЙ ІНСТИТУТ
КАФЕДРА КОНСТРУЮВАННЯ ВЕРСТАТІВ ТА МАШИН

«На правах рукопису»

УДК _____

До захисту допущено

Завідувач кафедри

_____ В.Б.Струтинський

(підпис)

(ініціали, прізвище)

“ _____ ” _____ 2018 р.

Магістерська дисертація
на здобуття ступеня магістра
зі спеціальності 133 Галузеве машинобудування

на тему _____ «Токарно-гвинторізний верстат»

Виконав (-ла): студент (-ка) _____ ІІ курсу , групи МВ – 71мп

_____ Руденко Антон Олександрович

_____ (прізвище ім'я по батькові)

_____ (підпис)

Науковий керівник _____ к.т.н., доцент, Даниленко О.В.

_____ (посада, науковий ступінь та вчене звання, прізвище, ініціали)

_____ (підпис)

Консультант з розділу _____

_____ (посада, науковий ступінь та вчене звання, прізвище, ініціали)

_____ (підпис)

Рецензент:

_____ (посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

_____ (підпис)

Засвідчую, що у цій магістерській дисертації
немає запозичень з праць інших авторів без
відповідних посилань.

Студент _____

(підпис)

Київ - 2018

Національний технічний університет України
“Київський політехнічний інститут
імені Ігоря Сікорського”
Механіко-машинобудівний інститут
Кафедра конструювання верстатів та машин

Рівень вищої освіти другий (магістерський) за освітньо-професійною
програмою

Спеціальність 133 Галузеве машинобудування
Спеціалізація «Технології комп'ютерного проектування верстатів, роботів
і машин»

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри

_____ В.Б.Струтинський
(підпис) (ініціали, прізвище)

“ _____ ” _____ 2017 р.

З А В Д А Н Н Я
НА МАГІСТЕРСЬКУ ДИСЕРТАЦІЮ СТУДЕНТУ

_____ Руденко Антону Олександровичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема дисертації _____ «Токарно-гвинторізний верстат»

науковий керівник дисертації _____ Даниленко О.В., к.т.н., доцент

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом по університету від **“15” листопада 2018 року № 934-с**

2. Термін подання студентом дисертації _____

3. Об'єкт дослідження: токарно-гвинторізний верстат мод. 1А616

4. Вихідні дані: креслення деталі «Кришка», паспорт верстата «Токарно-венторезный станок. Модель 1А616».

5. Перелік завдань, які потрібно розробити 1) Аналіз деталі та технічних характеристик базового верстата; 2) Обґрунтування модернізації базового верстата; 3) Кінематичний розрахунок ПГР; 4) Розрахунок елементів приводу; 5) Розрахунок шпиндельного вузла; 6) Проектування пристосування; 7) Написання програми обробки на верстаті з ЧПК в системі «HEIDENHAIN»; 8) Економічний розділ; 9) Охорона праці.

6. Орієнтовний перелік графічного (ілюстративного) матеріалу 1) Деталь та рекомендації до тех.. процесу обробки; 2) Загальний вид токарно-

гвинторізного верстата моделі 1A616 та основні технічні характеристики;
3) Кінематична схема модернізованого верстата; 4) Коробка швидкостей
приводу головного руху; 5) Шпиндельний вузол; 6) Вибір конструкції
пристосування; 7) Складальне креслення пристосування; 8) Обробка на
верстаті з ЧПК в системі «HEIDENHAIN».

7. Орієнтовний перелік публікацій _____

8. Консультанти розділів проекту

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

9. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів виконання магістерської дисертації	Строк виконання етапів магістерської дисертації	Примітка
1	Кінематичний розрахунок ПГР		
2	Конструкторський розрахунок КШ та ШВ		
3	Проектування пристосування		
4	Написання програми обробки в системі «HEIDENHAIN»		
5	Економічна частина та охорона праці		

Студент _____ Руденко А.О.
 (підпис) (прізвище та ініціали)

Науковий керівник дисертації _____ к.т.н., доцент, Даниленко О.В.

ЗМІСТ

ВСТУП.....		4
1. АНАЛІЗ ДЕТАЛІ ТА ТЕХНІЧНА ХАРАКТЕРИСТИКА БАЗОВОГО ВЕРСТАТУ.....		5
1.1 Аналіз деталі та пропозиції щодо тех. процесу обробки.....		5
1.2 Опис базового верстату.....		7
2. ОБГРУНТУВАННЯ МОДЕРНІЗАЦІЇ ТОКАРНО-ГВИНТОРІЗНОГО ВЕРСТАТА МОДЕЛІ 1А616.....		11
2.1 Розрахунок технічних характеристик верстату.....		11
2.2 Вибір оптимальної структури привода.....		14
2.3 Висновок.....		15
3. КІНЕМАТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК ПГР.....		16
3.1 Число ступенів чисел обертів шпинделя.....		16
3.2 Структурна формула привода.....		17
3.3 Структурна сітка.....		17
3.4 Графік частот обертів.....		19
3.5 Кінематичні характеристики ПГР.....		26
4. РОЗРАХУНОК ЕЛЕМЕНТІВ ПРИВОДА.....		26
4.1 Проектний розрахунок циліндричної зубчастої передачі на витривалість зубів при згині.....		29
4.2 Проектний розрахунок передачі на контактну витривалість зубів...		32
4.3 Перевірочний розрахунок на витривалість зубів при згині.....		37
4.4 Перевірочний розрахунок передачі на контактну витривалість зубів		40
4.5 Розрахунок пасової передачі.....		
4.6 Проектний розрахунок валів.....		

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
Розроб.	Руденко				Токарно-гвинторізний верстат	Літ.	Арк.
Перевір.	Даниленко						
Реценз.						НТУУ "КПІ", ММІ	
Н. Контроль.							
Затверд.							

4.7	Розрахунок валів на міцність.....	41
4.8	Розрахунок підшипникових вузлів.....	45
5.	РОЗРАХУНОК ШПИНДЕЛЬНОГО ВУЗЛА.....	47
5.1	Обґрунтування вибору компоновки шпиндельного вузла.....	50
5.2	Розрахунок шпиндельного вузла на точність і жорсткість.....	55
6.	МЕМБРАННИЙ ПАТРОН.....	55
6.1	Вибір конструкції мембранного патрона.....	59
6.2	Конструювання мембранного патрона.....	60
7.	ОБРОБКА ОТВОРІВ НА ВЕРСТАТІ З ЧПК В СЕРЕДОВИЩІ «HEIDENHAIN».....	60
7.1	Режими різання.....	62
7.2	Складання програми обробки.....	67
8.	ЕКОНОМІЧНИЙ РОЗДІЛ.....	72
8.1	Початкові дані.....	73
8.2	Визначення амортизаційних відрахувань.....	74
8.3	Розрахунок фонду заробітної платні.....	75
8.4	Визначення собівартості продукції.....	79
8.5	Розрахунок потреб в оборотних коштах.....	79
9.	ОХОРОНА ПРАЦІ.....	80
9.1	Загальна інформація.....	81
9.2	Техніка безпеки при роботі на токарному верстаті.....	82
		85

9.3 Облік вимог охорони навколишнього середовища при застосуванні	86
змащувально - охолоджуючих технологічних засобів.....	88
9.4 Електробезпека проектного устаткування.....	
9.5 Пожежна безпека.....	
ВИСНОВКИ.....	
ВИКОРИСТАНА ЛІТЕРАТУРА.....	

ПЕРЕЛІК СКОРОЧЕНЬ

ПГР – привод головного руху

ШВ – шпиндельний вузол

КШ – коробка швидкостей

ЧПК – числове програмне керування

						Арк.
						4
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Виробничі процеси в більшості галузей народного господарства виконують машини, і подальший рост матеріального добробуту тісно пов'язан с розвитком машинобудування. Безперервне удосконалення і розвиток машинобудування пов'язаний з прогресом верстатобудування, оскільки металоріжучі верстати з деякими іншими видами технологічних машин забезпечують виробництво будь-яких нових видів обланання.

До найважливіших вимог, що пред'являються до проектуємої машини, відносяться економічність в виготовленні та експлуатації, зручність і безвідказність обслуговування, надійність та довговічність.

Типовою деталлю для пневмоциліндів є кришка з отвором для штока. Ці деталі типу «диск» характеризуються великими діаметральними розмірами з циліндричним виступом на торці.

В даному дипломному проєкті поставлена задача створення спеціалізованого верстату для обробки заданої деталі шляхом модернізації токарно-гвинторізного верстата моделі 1A616.

Для рішення поставленої задачі необхідно:

1. Проаналізувати креслення деталі та виявити особливості тех. процесу її обробки на заданому верстаті.
2. Провести аналіз конструкції та обґрунтувати модернізацію токарно-гвинторізного верстата моделі 1A616.
3. Провести кінематичний та конструкторський розрахунок приводу головного руху (ПГР).
4. Спроекувати шпиндельний вузол (ШВ) та виконати його розрахунки на точність і жорсткість.

					Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	
					5

5. Запропонувати пристосування до верстата для виконання обраної операції обробки.
6. Скласти програму однієї з операцій обробки даної деталі на верстаті з ЧПК в системі «HEIDENHAIN».
7. Провести економічні розрахунки.
8. Надати рекомендації щодо техніки безпеки.

						Арк.
						6
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

						Арк.
						7
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Рисунок 1.1 – Деталь «Кришка»

Тех. процес обробки:

На першому установі при затиску по поверхні $\varnothing 312h11$ обробляються поверхні зліва і чорнове розточування отвору $\varnothing 40h11$.

На другому установі при затиску по поверхні $\varnothing 220h11$ обробляються поверхні справа, точіння поверхні $\varnothing 312h11$ та чистове розточування отвору $\varnothing 40h11$, витримуючи допуски співвідносі з базою А.

1.2 Опис базового верстату

Токарно-гвинторізний верстат моделі 1А616 призначений для токарної обробки порівнянно невеликих деталей з різноманітних матеріалів як швидкорізючими, так і твердосплавними інструментами в умовах індивідуального и серійного виробництва. На верстаті можна нарізати різцем метричні, дюймові, модульні и пітчеві різі.

Технічна характеристика верстату

Висота центрів, мм.....	165
Максимальна відстань між центрами в мм.....	710
Найбільший діаметр оброблюваної деталі, мм:	
Над станиною.....	320
Над супортом.....	180
Діаметр наскрізного отвору в шпинделі, мм.....	35
Кількість швидкостей обертання шпинделя.....	21
Межі чисел оборотів шпинделя за хвилину.....	9-1600

						Арк.
						8
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Кількість величин подач супорта.....	22
Межі величин повздовжніх і поперечних подач супорта в мм/об..	0,03-1,04
Типи різьб що нарізаються:	
Метрична, крок в мм.....	0,5-18
Дюймова, число ниток на 1".....	48-2,5
Модульна, модуль в мм.....	0,25-12
Пітчева в пітчах.....	128-4,5
Потужність головного електродвигуна, кВт.....	4,5

Основні вузли верстату моделі 1А616

Станина. Коробчатої форми з поперечними п-образними ребрами має дві призматичні направляючі.

Станина устанавлюється на двух пустотілих тумбах.

В лівій тумбі змонтована коробка швидкостей с механізмом керування. На задній стінці тумби встановлено електродвигун головного приводу.

В правій тумбі змонтовано електрообладнання верстату.

Коробка швидкостей на 12 швидкостей, кріпиться через плиту на внутрішній стіні тумби і может переміщуватися в вертикальній площині для натягу ременів.

Обертання коробці швидкостей передається через клинопасову передачу від головного електродвигуна.

Передня бабка. Шпиндель змонтовано на високоточних підшипниках кочення класу А. В передній опорі шпинделя встановлено спеціальний регулюємий двухрядний роликовий підшипник . Регулювання радіального зазору в передній опорі шпинделя відбувається гайкою. При підтягуванні гайки

						Арк.
						9
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

внутрішнє кільце підшипника переміщується вперед по конусній шийці шпинделя. Внаслідок цього за рахунок упругих деформацій діаметр бігових канавок збільшується, завдяки чому встановлюється зазор між роликами і кільцями.

Коробка подач отримує рух від шпиндельної бабки верстату через змінні шестерні приклина.

Механізм коробки подач дає можливість отримати ряди різьб і подач в межах технічної характеристики верстату.

Для більш точних різьб в коробці подач передбачено положення, коли ходовий гвинт включається напряду, минаючи механізм ланцюгу подач. Необхідний крок підбирається тільки змінними шестернями гітари.

Фартук має дві мілкозубі муфти, що дозволяють здійснювати хід каретки та суппорта в продольному і поперечному напрямках.

Супорт завдяки крестовій конструкції має можливість переміщуватися в повздовжньому напрямі по направляючим станини і в поперечному – по направляючим каретки.

Обидва ці переміщення можуть бути здійсненні як від механічного приводу, так і від руки.

Задня бабка кріпиться на станині одною рукояткою через ексцентриковий зажим і систему ричагів.

Для більш надійного кріплення при тяжких умовах роботи передбачено додатковий болт.

При точінні конуса корпус задньої бабки може зміщуватися з лінії центрів в поперечному напрямі в межах ± 10 мм.

						Арк.
						10
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Патрони. Верстат споряджений самоцентруючим трьохкулачковим патроном діаметром 200 мм і планшайбою.

Планшайба кріпиться поворотом диска швидкозмінного пристрою і затягується гайками на пальцях, вкручених в планшайбу.

Охолодження. Охолоджуюча рідина з емульсійного бака, прикріпленого до правої тумби станка, до місця різання подається електронасосом продуктивністю 22 л/мин.

						Арк.
						11
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2. ОБГРУНТУВАННЯ МОДЕРНІЗАЦІЇ ТОКАРНО-ГВИНТОРІЗНОГО ВЕРСТАТА МОДЕЛІ 1А616

2.1 Розрахунок технічних характеристик верстату

Розрахуємо технічні характеристики верстату, для цього визначимо режими різання, силу різання і потужність.

Вихідними даними для визначення максимальної сили різання і необхідної потужності приводу будуть:

- максимальний діаметр оброблюваної деталі $D_{\max}=320$ мм,
- мінімальний діаметр оброблюваної деталі $d_{\min}=40$ мм,
- оброблюваний матеріал Сталь 45, $\sigma_b=750$ МПа;,,
- інструментальний матеріал - твердий сплав, швидкоріжуча сталь.

Для визначення технічних характеристик верстату визначимо розрахункові швидкості різання для чорнового точіння і чистового розточування.

Розрахунок режимів різання і вибір поправочних коефіцієнтів виконуємо по[1]:

Швидкість різання визначимо за формулою:

$$V = \frac{C_v}{T^m \cdot t^x \cdot S^y} \cdot K_v \quad (1.1)$$

де: T - стійкість інструмента, хв

t - глибина різання, мм

S - подача, мм

K_v - загальний поправочний коефіцієнт на швидкість різання.

C_v - коефіцієнт швидкості різання.

						Арк.
						12
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

m, x, y - показники ступеня.

Стійкість інструмента: $T=90$ мин.

Глибина різання: $t=3,5$ мм.

Подача: $s=0,7$ мм/об.

Значення коефіцієнта C_v і показників степенів:

$C_v=340$; $x=0,15$; $y=0,45$; $m=0,2$;

Загальний поправочний коефіцієнт, що враховує фактичні умови різання:

$$K_v = K_{MV} \cdot K_{IV} \cdot K_{PV}, \quad (1.2)$$

де $K_{MV}=1,0$ - поправочний коефіцієнт на оброблюваний матеріал;

$K_{IV}=1,0$ - поправочний коефіцієнт на інструментальний матеріал;

$K_{PV}=0,8$ - поправочний коефіцієнт, що враховує стан поверхні заготовки.

Підставивши числові значення, одержимо:

$$K_v = 1,0 \cdot 1,0 \cdot 0,8 = 0,8$$

Швидкість різання

$$V = \frac{340}{90^{0,2} \cdot 3,5^{0,15} \cdot 0,7^{0,45}} \cdot 0,8 = 84,4 \text{ мм/хв}$$

Частоту обертання визначимо за формулою:

$$n = \frac{1000 \cdot V}{\pi \cdot D} \quad (1.3)$$

Тоді
$$n = \frac{1000 \cdot 84,4}{3,14 \cdot 320} = 84 \text{ ХВ}^{-1}$$

Для чистового розточування режими різання приймаємо з таблиць []:

Глибина різання: $t=0,15$ мм.

						Арк.
						13
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Подача: $s=0,1$ мм/об.

Швидкість різання $V=260$ м/хв

Частота обертання буде дорівнювати:

$$n = \frac{1000 \cdot 260}{\pi \cdot 40} = 2069 \text{ хв}^{-1}$$

Визначимо максимальну силу різання.

$$P_z = 10 \cdot C_p \cdot t^x \cdot s^y \cdot v^n \cdot K_{MP} \quad (1.4)$$

де: C_p - поправочний коефіцієнт;

x, y, v - показники ступеня;

K_{MP} - поправочний коефіцієнт на якість оброблюваного матеріалу.

Значення коефіцієнтів і показників ступеня по [1]:

$C_p=300, x=0,9, y=0,9, n=-0,15$;

Коефіцієнт, що враховує фактичні умови обробки:

$$K_p = K_{mp} K_{fp} K_{yp} K_{lp} K_{rp}, \quad (1.5)$$

де $K_{mp}, K_{fp}, K_{yp}, K_{lp}, K_{rp}$ - коефіцієнти, що враховують оброблюваний матеріал, геометрію інструменту

$$K_{mp} = 1; K_{fp} = 1,08; K_{yp} = 1,25; K_{lp} = 1; K_{rp} = 1,1$$

$$K_p = 1 \cdot 1,08 \cdot 1,25 \cdot 1 \cdot 1 = 1,35$$

Підставивши числові значення, одержимо:

$$P_z = 10 \cdot 300 \cdot 3,5^{0,9} \cdot 0,7^{0,9} \cdot 84,4^{-0,15} \cdot 1,35 = 4627 \text{ Н}$$

Ефективну потужність різання визначаємо за формулою:

$$N_e = \frac{P_z \cdot v}{1020 \cdot 60} \quad (1.6)$$

Тоді:

						Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

$$N_e = \frac{4627 \cdot 84,4}{1020 \cdot 60} = 6,03 \text{ кВт}$$

Потужність приводу визначається за формулою:

$$P_d = \frac{P_{\Sigma}}{\eta} = \frac{6,03}{0,8} = 7,5 \text{ кВт} \quad (1.7)$$

де P_{Σ} - найбільша ефективна потужність різання, кВт

$\eta = 0,8$ - ККД приводу головного руху.

Вибір електродвигуна зробимо по найбільшій необхідній потужності 7,5 кВт.

Вибираємо асинхронний електродвигун АИР 132S-4 потужністю 7,5 кВт при частоті обертання 1500 хв-1.

Електродвигун АИР132S4:

- потужність електродвигуна $N_{дв} = 7,5$ кВт;
- синхронна частота обертання $n = 1500$ хв⁻¹;
- номінальна частота обертання $n = 1350$ хв⁻¹;
- коефіцієнт корисної дії $\eta = 87,5$ %.

2.2 Вибір оптимальної структури приводу

Приводи бувають нероздільними і роздільними. Нероздільний привід виконується у вигляді комплексу коробки швидкостей і вузла шпінделя, що поміщаються в загальний корпус. Така конструкція компактна, але має незадовільні динамічні характеристики і теплостійкість, оскільки коливання і виділювана в коробці теплота передаються на шпиндель. Роздільний привід складається з коробки швидкостей і шпіндельної бабки, виконаних в різних корпусах. Рух від останнього вала коробки швидкостей поступає до шпіндельної бабці через ремінну передачу. Шпіндельний вузол в роздільному приводі нагрівається менше. Коливання, що виникають у коробці швидкостей, на шпіндельний вузол не передаються.

						Арк.
						15
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Виходячи з вищесказаного, вибираємо оптимальну структуру приводу головного руху токарно-гвинторізного верстата моделі 1А616 показану на рисунку 2.1

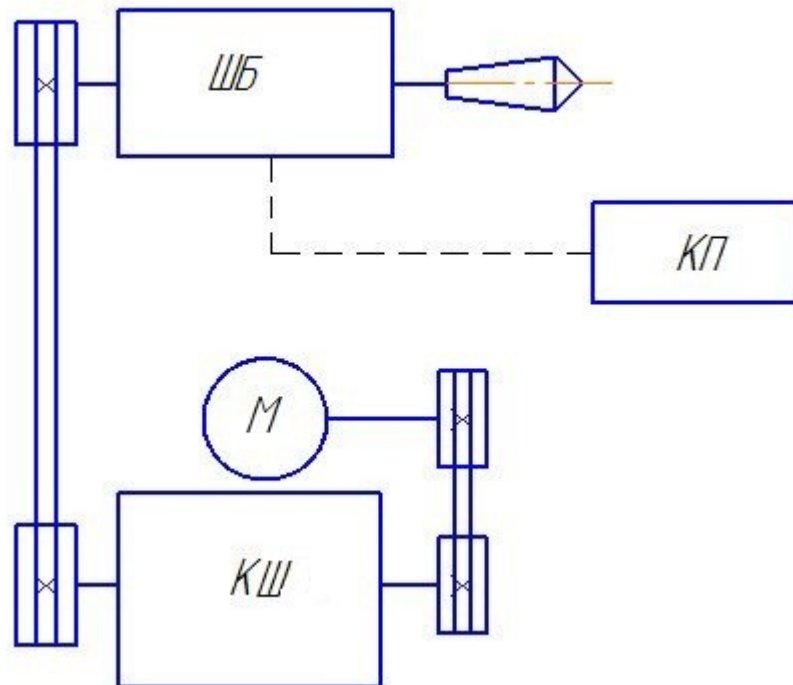


Рисунок 2.1 - Структура приводу

2.3 Висновок

Структура приводу базового верстата залишається незмінною. Та, виходячи з режимів різання, необхідних для обробки заданої деталі, оберти шпинделя треба збільшувати до 2000 хв^{-1} . Для чого потрібно розрахувати новий ПГР та запропонувати нову компоновку ШВ.

3. КІНЕМАТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК ПГР

3.1 Число ступенів чисел обертів шпинделя

У заводській модифікації верстата 1А616 максимальна частота обертання шпинделя: $n_{\max} = 1600$ об / хв. Беручи до уваги вимоги, що стосуються модернізації верстата, необхідно підвищити максимальну швидкість обертання шпинделя з 1600 об / хв до 2000 об/хв. Розрахункова мінімальна частота обертання шпинделя: $n_{\min} = 75$ хв-1

Знаменник геометричного ряду для базового верстата $\varphi = 1,25$

Діапазон регулювання чисел обертів:

$$R_n = \frac{n_{\max}}{n_{\min}} = \frac{2069}{75} \approx 27,6$$

Число ступенів чисел обертів шпинделя:

$$z = 1 + \frac{\log R_n}{\log \varphi} = 1 + \frac{\log 27,6}{\log 1,25} \approx 15$$

3.2 Структурна формула привода

Обираємо оптимальний варіант конструктивного виконання по співвідношенню кількості групових передач і числа передач в кожній групі. З міркувань незначних змін в КШ кількість ступенів чисел обертів шпинделя приймаємо 16.

$$z = 1 \cdot 2 \cdot 4 \cdot 1 \cdot (1 + 1 \cdot 1) = 16$$

						Арк.
						17
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.3 Структурна сітка

Будуємо структурну сітку (рисунок 3.1):

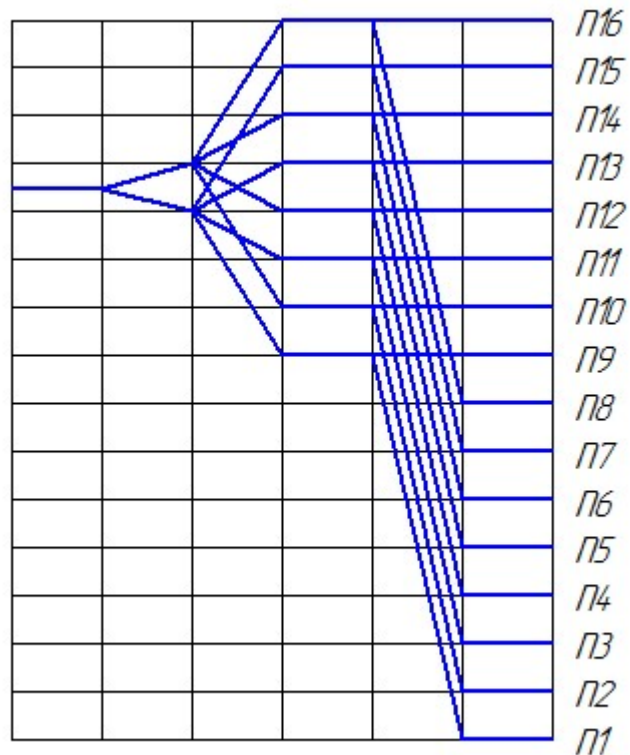


Рисунок 3.1 – Структурна сітка привода

3.4 Графік частот обертів

Для знаменнику $\varphi=1,25$ виписуємо стандартні частоти обертання шпинделя в таблицю 3.1

Таблиця 3.1 - Частоти обертання шпинделя (стандартизовані)

№ п/п	$n, \text{хв}^{-1}$	№ п/п	$n, \text{хв}^{-1}$
1	63	9	400
2	80	10	500
3	100	11	630
4	125	12	800
5	160	13	1000
6	200	14	1250
7	250	15	1600
8	315	16	2000

Кінематична схема приводу буде виглядати так (рисунок 3.2):

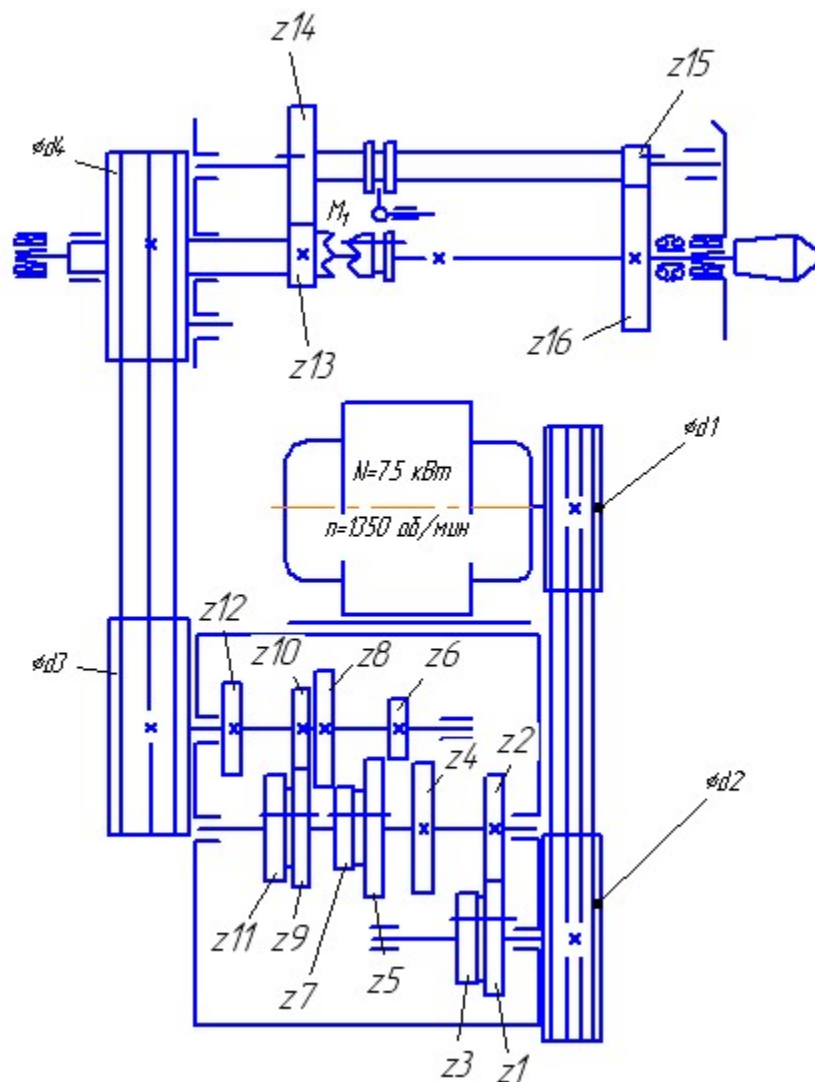


Рисунок 3.2 - Кінематична схема приводу

Виходячи з кінематичної схеми привода, будуюмо графік частот (рисунок 3.3)

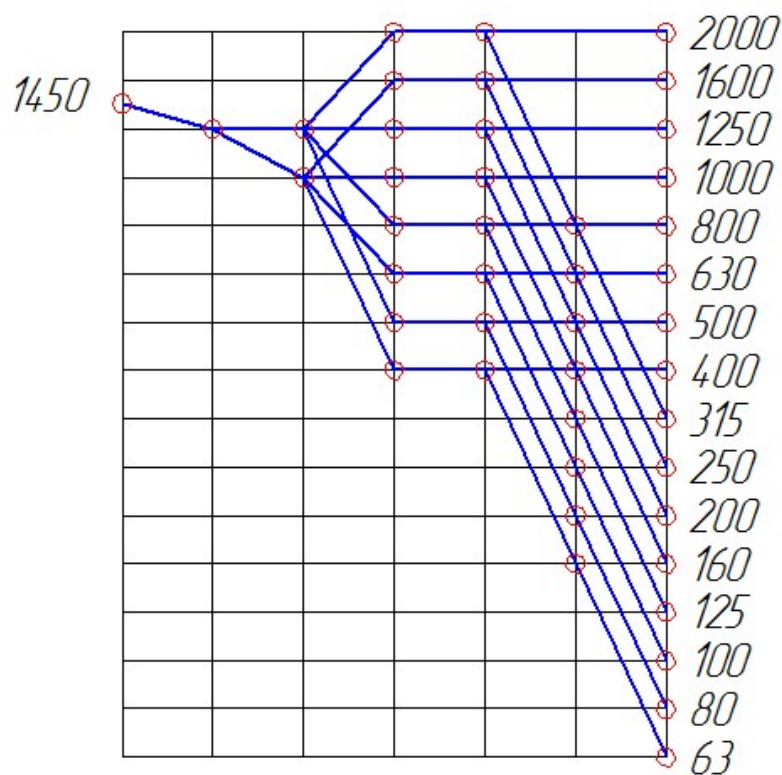


Рисунок 3.3 - Графік частот обертів

3.5 Кінематичні характеристики ПГР

Визначаємо фактичні передавальні відносини для кожної передачі

$$\begin{aligned}
 i_2 &= z_1/z_2 = 1/1; & z_1 &= 36 & z_2 &= 36 \\
 i_3 &= z_3/z_4 = 0,8; & z_3 &= 32 & z_4 &= 40 \\
 i_4 &= z_5/z_6 = 1,563; & z_5 &= 60 & z_6 &= 38 \\
 i_5 &= z_7/z_8 = 1; & z_7 &= 49 & z_8 &= 49 \\
 i_6 &= z_9/z_{10} = 0,64; & z_9 &= 38 & z_{10} &= 60 \\
 i_7 &= z_{11}/z_{12} = 0,41; & z_{11} &= 28 & z_{12} &= 70
 \end{aligned}$$

$$i_8=1;$$

$$i_9=z_{13}/z_{14} \cdot z_{15}/z_{16}=0,16467; \quad z_{13}=29 \quad z_{14}=69 \quad z_{15}=28 \quad z_{16}=69$$

Знаючи $i_1=0,926$, виберемо із стандартного ряду діаметри шківів:

$$d_1=135, \text{ тоді } d_2=140.$$

$$i_1 = d_1/d_2 = 135/140 = 0,926 \quad (3.3)$$

Визначаємо числа зубів усіх передач.

Результати розрахунків зведемо в таблицю 3.2.

Таблиця 3.2 - Передаточні відношення.

№	Передаточні відношення	Суммарне число зубців z_Σ	Числа зубців z_i		$i_\phi = \frac{z_i}{z_j}$
	i		ведуче	ведене	
1	$i_{p1}=0,926$		$d_1=135$	$d_2=140$	0,931
2	$i_2=1$		$z_1=36$	$z_2=36$	1
3	$i_3=0,8$		$z_3=32$	$z_4=40$	0,8
4	$i_4=1,563$		$z_5=60$	$z_6=38$	1,578
5	$i_5=1$		$z_7=49$	$z_8=49$	1
6	$i_6=0,64$		$z_9=38$	$z_{10}=60$	0,634
7	$i_7=0,41$		$z_{11}=28$	$z_{12}=70$	0,40

Визначаємо фактичні частоти і їх відхилення від стандартних значень:

$$n_{1\phi} = 1350 \cdot \frac{135}{140} \cdot \frac{32}{40} \cdot \frac{28}{70} \cdot 0,16467 = 68$$

$$n_{2\phi} = 1350 \cdot \frac{135}{140} \cdot \frac{36}{36} \cdot \frac{28}{70} \cdot 0,16467 = 85,7$$

$$n_{3\delta} = 1350 \cdot \frac{135}{140} \cdot \frac{32}{40} \cdot \frac{38}{60} \cdot 0,16467 = 108,6$$

$$n_{4\delta} = 1350 \cdot \frac{135}{140} \cdot \frac{36}{36} \cdot \frac{38}{60} \cdot 0,16467 = 135$$

$$n_{5\delta} = 1350 \cdot \frac{135}{140} \cdot \frac{32}{40} \cdot \frac{49}{49} \cdot 0,16467 = 171,49$$

$$n_{6\delta} = 1350 \cdot \frac{135}{140} \cdot \frac{36}{36} \cdot \frac{49}{49} \cdot 0,16467 = 214,36$$

$$n_{7\delta} = 1350 \cdot \frac{135}{140} \cdot \frac{32}{40} \cdot \frac{60}{38} \cdot 0,16467 = 270,77$$

$$n_{8\delta} = 1350 \cdot \frac{135}{140} \cdot \frac{36}{36} \cdot \frac{60}{38} \cdot 0,16467 = 338,47$$

$$n_{9\delta} = 1350 \cdot \frac{135}{140} \cdot \frac{32}{40} \cdot \frac{28}{70} = 389$$

$$n_{10\delta} = 1350 \cdot \frac{135}{140} \cdot \frac{36}{36} \cdot \frac{28}{70} = 486$$

$$n_{11\delta} = 1350 \cdot \frac{135}{140} \cdot \frac{32}{40} \cdot \frac{38}{60} = 615$$

$$n_{12\delta} = 1350 \cdot \frac{135}{140} \cdot \frac{36}{36} \cdot \frac{38}{60} = 769,5$$

$$n_{13\delta} = 1350 \cdot \frac{135}{140} \cdot \frac{32}{40} \cdot \frac{49}{49} = 972$$

$$n_{14\delta} = 1350 \cdot \frac{135}{140} \cdot \frac{36}{36} \cdot \frac{49}{49} = 1215$$

						Арк.
						22
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$n_{15\delta} = 1350 \cdot \frac{135}{140} \cdot \frac{32}{40} \cdot \frac{60}{38} = 1535$$

$$n_{16\delta} = 1350 \cdot \frac{135}{140} \cdot \frac{36}{36} \cdot \frac{60}{38} = 1918$$

Похибка фактичних значень частот обертання шпинделя перевищує норму, тому доцільно збільшити Діаметр вала d2 з 140 до 150 мм, а кількість зубів на шестернях z7 і z8 з 49/49 на 50/48;

тоді:

$$n_{1\delta} = 1350 \cdot \frac{135}{150} \cdot \frac{32}{40} \cdot \frac{28}{70} \cdot 0,16467 = 61,2$$

$$n_{2\delta} = 1350 \cdot \frac{135}{150} \cdot \frac{36}{36} \cdot \frac{28}{70} \cdot 0,16467 = 80,03$$

$$n_{3\delta} = 1350 \cdot \frac{135}{150} \cdot \frac{32}{40} \cdot \frac{38}{60} \cdot 0,16467 = 101,3$$

$$n_{4\delta} = 1350 \cdot \frac{135}{150} \cdot \frac{36}{36} \cdot \frac{38}{60} \cdot 0,16467 = 126,7$$

$$n_{5\delta} = 1350 \cdot \frac{135}{150} \cdot \frac{32}{40} \cdot \frac{49}{49} \cdot 0,16467 = 160,06$$

$$n_{6\delta} = 1350 \cdot \frac{135}{150} \cdot \frac{36}{36} \cdot \frac{49}{49} \cdot 0,16467 = 200,07$$

$$n_{7\delta} = 1350 \cdot \frac{135}{150} \cdot \frac{32}{40} \cdot \frac{60}{38} \cdot 0,16467 = 252,07$$

$$n_{8\delta} = 1350 \cdot \frac{135}{150} \cdot \frac{36}{36} \cdot \frac{60}{38} \cdot 0,16467 = 315,9$$

$$n_{9\delta} = 1350 \cdot \frac{135}{150} \cdot \frac{32}{40} \cdot \frac{28}{70} \cdot \frac{50}{48} = 404$$

$$n_{10\delta} = 1350 \cdot \frac{135}{150} \cdot \frac{36}{36} \cdot \frac{28}{70} \cdot \frac{50}{48} = 505$$

$$n_{11\delta} = 1350 \cdot \frac{135}{150} \cdot \frac{32}{40} \cdot \frac{38}{60} \cdot \frac{50}{48} = 632$$

$$n_{12\delta} = 1350 \cdot \frac{135}{150} \cdot \frac{36}{36} \cdot \frac{38}{60} \cdot \frac{50}{48} = 799,8$$

$$n_{13\delta} = 1350 \cdot \frac{135}{150} \cdot \frac{32}{40} \cdot \frac{49}{49} \cdot \frac{50}{48} = 1010$$

						Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		23

$$n_{14\delta} = 1350 \cdot \frac{135}{150} \cdot \frac{36}{36} \cdot \frac{49}{49} \cdot \frac{50}{48} = 1260$$

$$n_{15\delta} = 1350 \cdot \frac{135}{150} \cdot \frac{32}{40} \cdot \frac{60}{38} \cdot \frac{50}{48} = 1596$$

$$n_{16\delta} = 1350 \cdot \frac{135}{150} \cdot \frac{36}{36} \cdot \frac{60}{38} \cdot \frac{50}{48} = 1995$$

Визначимо відносні відхилення фактичних частот від стандартних.

$$\delta_i = \frac{n_{i\delta} - n_{cn}}{n_{cn}} \cdot 100\% = < [\delta] = 2,5\% \quad (3.4)$$

$$\delta_1 = \frac{64 - 63}{63} \cdot 100\% = 1,6\% < [\delta] = 2,5\%$$

$$\delta_2 = \frac{80,03 - 80}{80} \cdot 100\% = 0,4\% < [\delta] = 2,5\%$$

$$\delta_3 = \frac{101,3 - 100}{100} \cdot 100\% = 1,3\% < [\delta] = 2,5\%$$

$$\delta_4 = \frac{126,7 - 125}{125} \cdot 100\% = 1,3\% < [\delta] = 2,5\%$$

$$\delta_5 = \frac{160,06 - 160}{160} \cdot 100\% = 0,375\% < [\delta] = 2,5\%$$

$$\delta_6 = \frac{200,07 - 200}{200} \cdot 100\% = 0,35\% < [\delta] = 2,5\%$$

$$\delta_7 = \frac{252 - 250}{250} \cdot 100\% = 0,8\% < [\delta] = 2,5\%;$$

$$\delta_8 = \frac{315,9 - 315}{315} \cdot 100\% = 0,28\% < [\delta] = 2,5\%;$$

$$\delta_9 = \frac{404 - 400}{400} \cdot 100\% = 1,0\% < [\delta] = 2,5\%;$$

$$\delta_{10} = \frac{505 - 500}{500} \cdot 100\% = 1\% < [\delta] = 2,5\%$$

$$\delta_{11} = \frac{632 - 630}{630} \cdot 100\% = 0,3\% < [\delta] = 2,5\%;$$

						Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		24

$$\delta_{12} = \frac{799,8 - 800}{800} \cdot 100\% = 0,025\% < [\delta] = 2,5\%;$$

$$\delta_{13} = \frac{1010 - 1000}{1000} \cdot 100\% = 1\% < [\delta] = 2,5\%;$$

$$\delta_{14} = \frac{1260 - 1250}{1250} \cdot 100\% = 0,8\% < [\delta] = 2,5\%;$$

$$\delta_{15} = \frac{1596 - 1600}{1600} \cdot 100\% = 0,25\% < [\delta] = 2,5\%;$$

$$\delta_{16} = \frac{1995 - 2000}{2000} \cdot 100\% = 0,25\% < [\delta] = 2,5\%;$$

Знайдені відносні відхилення фактичних частот не перевищують $[\delta] = 2,5\%$. Так як похибка відхилення всіх фактичних частот від стандартних не перевищує допустимого значення, отже, числа зубів підібрані вірно.

Визначаємо розрахункову частоту обертання шпинделя і будуємо розрахунковий ланцюг:

$$n_p = n_{min} \cdot \sqrt[4]{R} = 80 \cdot \sqrt[4]{26,6} = 250 \text{ хв}^{-1} \quad (3.5)$$

За графіком частот приймаємо $n_p = 250 \text{ хв}^{-1}$

Розрахуємо крутний моменти на валах привода.

Крутний момент на валу електродвигуна розраховується за формулою:

$$T_1 = 9550 \cdot \frac{N_{\text{д}}}{n_{\text{д}}} \eta_m, \text{ Нм} \quad (3.6)$$

де T_1 – крутний момент на першому валу, Нм

$N_{\text{д}}$ – потужність електродвигуна, кВт

$n_{\text{д}}$ – частота обертання валу двигуна, хв^{-1}

η_m – к.к.д. муфти, ($\eta_m = 0,98$).

$$T_1 = 9550 \cdot \frac{7,5}{1350} \cdot 0,98 = 52 \text{ Нм}$$

					Арк.
					25
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

Крутний момент на кожному наступному валу розраховується за формулою:

$$T_i = T_{i-1} \cdot \frac{\eta_i}{i_i} \quad (3.7)$$

де T_{i-1} – крутний момент на попередньому валу;

η_i – ККД передачі;

i_i – передаточне відношення між валами.

$$T_2 = T_1 \cdot \frac{\eta_{д.і.}}{i_1} = 52 \cdot \frac{0,96}{0,8} = 62,4 \text{ Ї} \cdot \text{і}$$

$$\dot{Q}_3 = 62,4 \cdot \frac{0,99}{0,64} = 96,5 \text{ Ї} \cdot \text{і}$$

Загальний к.к.д. привода ГД:

$$\eta_{одщ} = \eta_{р.п.}^2 \cdot \eta_{м}^1 \cdot \eta_{з.п.}^1 = 0,96^2 \cdot 0,98^1 \cdot 0,99^3 = 0,88 \quad (3.8)$$

Теоретичний найбільший розрахунковий момент на валу шпинделя:

$$T_p = 9550 \cdot \frac{N_{\text{э}}}{n_p} \cdot \eta_{одщ} = 9550 \cdot \frac{7,5}{250} \cdot 0,88 = 252,12 \text{ НЇм} \quad (3.9)$$

						Арк.
						26
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4. РОЗРАХУНОК ЕЛЕМЕНТІВ ПРИВОДА

4.1 Проектний розрахунок циліндричної зубчастої передачі на витривалість зубів при згині

Розрахуємо саму навантажену зубчасту передачу з передавальним відношенням $i = 0,4$. Ця передача є прямозубой і складається з шестерні 1 з числом зубів z_1 і колеса 2 з числом зубів z_2 .

Відповідно при розрахунку параметрів шестерні приписуємо індекс - 1, а параметрам колеса -2.

Матеріал колеса і шестерні: Сталь 25ХГМ, термообробка колеса і шестерні - нітроцементация з загартуванням; твердість поверхні зубів -

HRC_E 58 ... 60, твердість серцевини зубів - HRCE 32 ... 45.

Модуль передачі повинен задовольняти умові [2]:

$$m \geq k_m \sqrt[3]{\frac{M_{1F} k_F Y_{F1}}{z_1 \psi_{bm} \sigma_{FP1}}}, \quad (4.1)$$

де k_m - допоміжний коефіцієнт; для прямозубих передач $k_m=13$;

M_{1F} - вихідний розрахунковий крутний момент на шестерні, $M_{1F}=97$ Н·м;

K_F - коефіцієнт навантаження для шестерні; $K_F=1,4$;

z_1 - число зубів шестерні; $z_1=28$;

Y_{F1} - коефіцієнт, що враховує форму зуба; $Y_{F1}=4,1$;

ψ_{bm} - відношення ширини колеса b до модуля m ;

Рекомендується ширину вінця приймати рівною 6-10 модулям: $\psi_{bm}=8$.

Допустиме напруження при згині:

$$\sigma_{FP}=0,4 \cdot \sigma_{Flimb} \cdot k_{FL}, \quad (4.2)$$

						Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		27

де $\sigma_{Flimb}=1000$ - межа витривалості матеріалу зубів, МПа.

k_{FL} - коефіцієнт режиму навантаження і довговічності.

$$k_{FL} = {}^m_F \sqrt{\frac{N_{F0}}{N_{FE}}}, \quad (4.3)$$

де m_F - показник кривої втоми;

N_{F0} - базове число циклів зміни напруг при вигині;

N_{FE} - еквівалентне число циклів зміни напруг.

Для зубчастих коліс, що піддаються нітроцементзації, приймають $m_F=9$ и $N_{F0}=10^7$.

$$N_{FE}=60 \cdot n \cdot t \cdot \mu_H=60 \cdot 1000 \cdot 10^4 \cdot 0,125=7,5 \cdot 10^7, \quad (4.4)$$

де n - частота обертання, хв^{-1} ;

$t=10^4$ - розрахунковий термін служби передачі, год;

$\mu_H=0,125$ - для легкого режиму нагруження.

Так як $N_{FE} > N_{F0}$, то приймаємо $k_{FL}=1$.

$$\sigma_{FP}=0,4 \cdot 1000 \cdot 1=400 \text{ МПа},$$

$$m \geq 13 \cdot 3 \sqrt{\frac{97 \cdot 1,4 \cdot 4,1}{28 \cdot 8 \cdot 400}} = 2,39;$$

Приймаємо $m=3$ мм.

Визначимо основні геометричні параметри передачі:

Ділильні діаметри знайдемо за формулою:

$$d_i = m \cdot Z_i, \quad (4.5)$$

$$d_1 = 2,5 \cdot 28 = 84 \text{ мм};$$

$$d_2 = 2,5 \cdot 70 = 210 \text{ мм}.$$

Міжосьова відстань передачі a_w :

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{84 + 210}{2} = 147 \text{ мм} \quad (4.6)$$

Діаметры вершин и диаметры впадин зубьев:

						Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		28

$$d_{ai}=d_i+2\cdot m, \quad (4.7)$$

$$d_{fi}=d_i-2,5\cdot m, \quad (4.8)$$

Підставивши значення у формули 4.7 і 4.8, отримаємо:

Діаметри вершин зубів:

$$d_{a1}=84+2\cdot 2,5=90 \text{ мм};$$

$$d_{a2}=210+2\cdot 2,5=216 \text{ мм};$$

Діаметри западин зубів:

$$d_{f1}=84-2,5\cdot 2,5=76,5 \text{ мм};$$

$$d_{f2}=210-2,5\cdot 2,5=202,5 \text{ мм};$$

Ширина вінця:

$$b_i= m \cdot \psi_{bm}; \quad (4.9)$$

Рекомендується ширину вінця приймати рівною 6-10 модулям (менше для рухомих коліс).

Приймаємо

$$b_1=24 \text{ мм} \quad b_2=30 \text{ мм}.$$

4.2 Проектний розрахунок передачі на контактну витривалість зубів

Початковий діаметр шестерні повинен задовольняти умові [2]:

$$d_{w1} \geq k_d \sqrt[3]{\frac{M_{1H} k_H}{\psi_{bd} \sigma_{HP}^2} \frac{u+1}{u}}, \quad (4.10)$$

де k_d - допоміжний коефіцієнт, $k_d=770$ для прямозубих передач;

k_H - коефіцієнт навантаження; $k_H=1,4$;

u - передаточне число ($u \geq 1$);

ψ_{bd} - відношення робочої ширини вінця передачі до початкового діаметру шестерні, $\psi_{bd}=0,38$;

					Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	29

Допустиме контактне напруження для прямозубих передач:

$$\sigma_{HP} = 0,9 \cdot \frac{\sigma_{Hlimb}}{S_H}, \quad (4.11)$$

де σ_{Hlimb} - базова межа контактної витривалості поверхонь зубців,

$$\sigma_{Hlimb} = 1350 \text{ МПа};$$

S_H - коефіцієнт безпеки, $S_H = 1,2$;

$$\sigma_{HP1} = 0,9 \cdot \frac{1350}{1,2} = 1012,5 \text{ МПа};$$

$$d_{w1} \geq 770 \cdot \sqrt[3]{\frac{97 \cdot 1,4}{0,38 \cdot 1012,5^2} \cdot \frac{2,5+1}{2,5}} = 104,7 \text{ мм};$$

Умова виконується, так як $d_{w1} = 84 > 60 \text{ мм}$.

4.3 Перевірочний розрахунок на витривалість зубів при згині

Питома розрахункова окружна сила (Н) [2]:

$$W_{Ft} = \frac{F_{Ft}}{b} \cdot k_{Fv} \cdot k_{F\alpha} \cdot k_{F\beta} = \frac{2000 \cdot M_{1F}}{b \cdot d_1} \cdot k_{Fv} \cdot k_{F\alpha} \cdot k_{F\beta}, \quad (4.12)$$

де F_t - розрахункова окружна сила, Н;

b - ширина вінця по підставі зуба, мм;

k_{Fv} - коефіцієнт, що враховує динамічну навантаження в зачепленні, яка виникає внаслідок коливань мас коліс і ударів в зачепленні;

$k_{F\beta}$ - коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині вінця, яка виникає внаслідок погрешностей виготовлення коліс, пружних деформацій валів, зазорах в підшипниках;

$k_{F\alpha}$ - коефіцієнт, що враховує при розрахунку прямозубих передач розподіл навантаження між зубцями.

						Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		30

Коефіцієнти: $k_{FV}=1$; $k_{F\beta}=1,25$; $k_{F\alpha}=1$.

$$W_{Ft1} = \frac{2000 \cdot 97}{30 \cdot 84} \cdot 1 \cdot 1,25 \cdot 1 = 96 \text{ Í } ,$$

Розрахункове напруження вигину зубців:

$$\sigma_F = \frac{W_{Ft}}{m} \cdot Y_F \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta , \quad (4.13)$$

де Y_F - коефіцієнт форми зуба, $Y_F=4,1$;

Y_ε - коефіцієнт, що враховує перекриття зубців: $Y_\varepsilon=1$;

Y_β - коефіцієнт, що враховує нахил зуба, $Y_\beta=1$.

Підставивши значення у формулу 4.13, отримаємо:

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} = \frac{96}{3} \cdot 4,1 \cdot 1 \cdot 1 = 131 \text{ Í } \ddot{\text{à}}$$

Допустима напруга при розрахунку зубів на витривалість при згині:

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flimb}}{S_F} \cdot K_{Fg} \cdot K_{Fa} \cdot K_{Fc} \cdot K_{xF} \cdot K_{FL} \cdot Y_S \cdot Y_R , \quad (4.14)$$

де σ_{Flimb} - тривалий межа витривалості зубів при згині;

k_{Fg} - коефіцієнт, що враховує вплив шліфування перехідною поверхні зубів, $k_{Fg}=0,7$;

k_{Fa} - коефіцієнт, що враховує вплив зміцнення перехідною поверхні зубів в результаті механічної обробки $k_{Fa}=1,3$;

k_{Fc} - коефіцієнт, що враховує особливості роботи зубів при передачі реверсивної навантаження, $k_{Fc}=1,0$;

k_{xF} - коефіцієнт, що враховує розміри зубчастого колеса, $k_{xF}=1,0$;

k_{FL} - коефіцієнт режиму навантаження і довговічності, $k_{FL}=1,0$;

Y_S - коефіцієнт, що відображає чутливість матеріалу до концентрації напружень;

Y_R - коефіцієнт, що враховує параметри шорсткості перехідною поверхні зуба, $Y_R=1,2$;

S_F - коефіцієнт безпеки;

коефіцієнт Y_S знаходимо за формулою

$$Y_S = 1,1 \cdot m^{-0,09} = 1,1 \cdot 5^{-0,09} = 0,95; \quad (4.15)$$

Коефіцієнт безпеки знаходимо за формулою:

$$S_F = S'_F \cdot S''_F, \quad (4.16)$$

де S'_F - коефіцієнт безпеки, що враховує нестабільність властивостей матеріалу зубчастого колеса і відповідальність зубчастої передачі, $S'_F = 1,55$;

S''_F - коефіцієнт, що враховує спосіб отримання заготовки, $S''_F = 1$.

Підставивши значення у формулу 4.16, отримаємо:

$$S_F = 1,55 \cdot 1 = 1,55.$$

Підставивши значення у формулу 4.14, отримаємо:

$$\sigma_{FP} = \frac{1000}{1,55} \cdot 0,7 \cdot 1,3 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,95 \cdot 1,2 = 670 \text{ МПа.}$$

У нашому випадку $\sigma_{FP} = 670 \text{ МПа} > \sigma_{F1} = 131 \text{ МПа}$, тобто перевірка на витривалість зубів при згині виконується.

4.4 Перевірочний розрахунок передачі на контактну витривалість зубів

Питому окружну силу знаходимо за формулою [2]:

$$W_{Ht} = \frac{F_{Ht}}{b_w} \cdot k_{Hv} \cdot k_{H\alpha} \cdot k_{H\beta} = \frac{2000 \cdot M_{1H}}{b_w \cdot d_w} \cdot k_{Hv} \cdot k_{H\alpha} \cdot k_{H\beta}, \quad (4.17)$$

де F_t - розрахункова окружна сила, Н;

b - ширина вінця по підставі зуба, мм;

k_{Hv} - коефіцієнт, що враховує динамічну навантаження в зачепленні,

$$k_{Hv}=1;$$

$k_{H\beta}$ - коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині вінця, $k_{H\beta}=1,25$;

$k_{H\alpha}$ - коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубами.

$$K_{H\alpha}=1+0,0025(0,17N)^4v+0,02(N-6)^{1,35}, \quad (4.18)$$

де $N=7$ – ступінь точності зубчастої передачі;

v – окружна швидкість в зачепленні, м/с

$$v = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{1000 \cdot 60} = \frac{\pi \cdot 84 \cdot 1600}{1000 \cdot 60} = 7,0 \text{ м/с};$$

$$K_{H\alpha}=1+0,0025(0,17N7)^4N7+0,02(7-6)^{1,35}=1,2.$$

Підставивши значення у формулу 4.1.16, отримаємо:

$$W_{Ft1} = \frac{2000 \cdot 97}{30 \cdot 84} \cdot 1 \cdot 1,25 \cdot 1,2 = 115, \text{ Н.}$$

Розрахункове контактне напруження знаходимо за формулою:

$$\sigma_H = z_H \cdot z_M \cdot z_\varepsilon \cdot \sqrt[3]{\frac{W_{Ht}}{d_w} \frac{u+1}{u}}, \quad (4.19)$$

						Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		33

де z_H - коефіцієнт, що враховує форму сполучених поверхонь зубів в полюсі зачеплення, $z_H=1,76$;

z_M - коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалу сполучених зубчастих коліс, для коліс зі сталі $z_M=274$;

z_ϵ - коефіцієнт, що враховує сумарну довжину контактних ліній;

Коефіцієнт z_ϵ визначаємо в залежності від коефіцієнтів торцевого ϵ_a і осьового ϵ_β перекриття.

$$\epsilon_a = [1,88 - 3,2 \cdot (\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2})] = [1,88 - 3,2 \cdot (\frac{1}{28} + \frac{1}{70})] = 1,72, \quad (4.20)$$

Так як передача прямозубая, то $\epsilon_\beta=0$.

Приймаємо $z_\epsilon=0,88$.

Підставивши значення у формулу 4.19, отримаємо:

$$\sigma_H = 1,76 \cdot 274 \cdot 0,88 \cdot \sqrt[3]{\frac{404}{90} \frac{4+1}{2,5}} = 880 \text{ МПа};$$

Допустиме контактне напруження для прямозубих передач:

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H \lim b}}{S_H} \cdot z_R \cdot z_v \cdot k_L \cdot k_{xH} \cdot k_{HL}, \quad (4.21)$$

де z_R - коефіцієнт, що враховує параметр шорсткості

поверхонь зубів, $z_R=1$;

z_v - коефіцієнт, що враховує окружну швидкість v , $z_v=1$;

k_L - коефіцієнт, що враховує вплив мастильного матеріалу, $k_L=1$;

k_{xH} - коефіцієнт, що враховує розміри зубчастого колеса, $k_{xH}=1$;

k_{HL} - коефіцієнт режиму навантаження і довговічності;

S_H - коефіцієнт безпеки;

$\sigma_{H \lim b}$ - межа витривалості зубів на контактну витривалість;

Коефіцієнт режиму нагруження й довговічності k_{HL} визначається за

						Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		34

формулою:

$$k_{HL} = m_H \sqrt{\frac{N_{H0}}{N_{HE}}}, \quad (4.22)$$

де m_H - показник кривої втоми;

N_{H0} - базове число циклів зміни напруг при вигині $N_{F0}=120 \cdot 10^6$;

N_{HE} - еквівалентне число циклів зміни напруг.

$$N_{HE}=60 \cdot n \cdot t=60 \cdot 1000 \cdot 10^4 \cdot 0,125=75 \cdot 10^6, \quad (4.23)$$

де n - частота обертання, хв^{-1} ;

$t=10^4$ - розрахунковий термін служби передачі, год.

$\mu_H=0,125$ - для легкого режиму нагрівання.

Так як $N_{HE} < N_{H0}$, то приймаємо за графіком $k_{HL}=1,2$.

Підставивши значення у формулу 4.21, отримаємо:

$$\sigma_{HP} = \frac{1350}{1,2} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,2 = 1350 \text{ МПа.}$$

У нашому випадку $\sigma_{HP}=1350 \text{ МПа} > \sigma_H=880 \text{ МПа}$, то задовольняє умові.

Для решти передач:

Передача i_2

діаметри ділильні: $d_1=m \cdot Z_1=2,5 \cdot 36=90 \text{ мм};$

$d_2=m \cdot Z_2=2 \cdot 36=72 \text{ мм};$

$d_{a1}=d_1+2m=90+2 \cdot 2,5=95 \text{ мм};$

$d_{a2}=d_2+2m=72+2 \cdot 2,5=77 \text{ мм};$

$d_{f1}=d_1-2m(h_a+c)=90-2 \cdot 2,5 \cdot (1+0,25)=83,75 \text{ мм};$

$d_{f2}=d_2-2m(h_a+c)=72-2 \cdot 2 \cdot (1+0,25)=64 \text{ мм};$

						Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		35

Ширина вінця колеса:

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w = 0,25 \cdot 90 = 12,5 \text{ мм, приймаємо } 22 \text{ мм}$$

Ширина вінця шестерні:

$$b_1 = b_2 + (5 \dots 10) = 22 + 8 = 30 \text{ мм;}$$

Передача i_3 :

діаметри ділильні: $d_1 = m \cdot Z_1 = 2,5 \cdot 32 = 80 \text{ мм;}$

$$d_2 = m \cdot Z_2 = 2,5 \cdot 40 = 100 \text{ мм;}$$

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 80 + 2 \cdot 2,5 = 85 \text{ мм;}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 100 + 2 \cdot 2,5 = 105 \text{ мм;}$$

$$d_{f1} = d_1 - 2m(h_a + c) = 80 - 2 \cdot 2,5 \cdot (1 + 0,25) = 73,75 \text{ мм;}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2m(h_a + c) = 100 - 2 \cdot 2,5 \cdot (1 + 0,25) = 93,75 \text{ мм;}$$

Ширина вінця колеса:

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w = 0,25 \cdot 90 = 22,5 \text{ мм, приймаємо } 22 \text{ мм}$$

Ширина вінця шестерні:

$$b_1 = b_2 + (5 \dots 10) = 22 + 8 = 30 \text{ мм;}$$

Передача i_4

діаметри ділильні: $d_1 = m \cdot Z_1 = 2,5 \cdot 60 = 150 \text{ мм;}$

$$d_2 = m \cdot Z_2 = 2,5 \cdot 38 = 95 \text{ мм;}$$

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 150 + 2 \cdot 2,5 = 155 \text{ мм;}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 95 + 2 \cdot 2,5 = 100 \text{ мм;}$$

$$d_{f1} = d_1 - 2m(h_a + c) = 150 - 2 \cdot 2,5 \cdot (1 + 0,25) = 143,75 \text{ мм;}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2m(h_a + c) = 95 - 2 \cdot 2,5 \cdot (1 + 0,25) = 88,75 \text{ мм;}$$

Ширина вінця колеса:

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w = 0,25 \cdot 90 = 22,5 \text{ мм, приймаємо } 22 \text{ мм}$$

Ширина вінця шестерні:

$$b_1 = b_2 + (5 \dots 10) = 22 + 8 = 30 \text{ мм;}$$

						Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		36

Передача i_5

діаметри ділильні: $d_1 = m \cdot Z_1 = 2,5 \cdot 49 = 122,5 \text{ мм};$

$$d_2 = m \cdot Z_2 = 2,5 \cdot 49 = 122,5 \text{ мм};$$

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 122,5 + 2 \cdot 2,5 = 127,5 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 122,5 + 2 \cdot 2,5 = 127,5 \text{ мм};$$

$$d_{f1} = d_1 - 2m(h_a + c) = 122,5 - 2 \cdot 2,5 \cdot (1 + 0,25) = 116,25 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2m(h_a + c) = 122,5 - 2 \cdot 2,5 \cdot (1 + 0,25) = 116,25 \text{ мм};$$

Ширина вінця колеса:

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w = 0,25 \cdot 90 = 22,5 \text{ мм, приймаємо } 22 \text{ мм}$$

Ширина вінця шестерні:

$$b_1 = b_2 + (5 \dots 10) = 30 \text{ мм};$$

Передача i_6

діаметри ділильні: $d_1 = m \cdot Z_1 = 2,5 \cdot 38 = 95 \text{ мм};$

$$d_2 = m \cdot Z_2 = 2,5 \cdot 60 = 150 \text{ мм};$$

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 95 + 2 \cdot 2,5 = 100 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 150 + 2 \cdot 2,5 = 155 \text{ мм};$$

$$d_{f1} = d_1 - 2m(h_a + c) = 95 - 2 \cdot 2,5 \cdot (1 + 0,25) = 88,75 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2m(h_a + c) = 150 - 2 \cdot 2,5 \cdot (1 + 0,25) = 143,75 \text{ мм};$$

Ширина вінця колеса:

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w = 0,25 \cdot 90 = 22,5 \text{ мм, приймаємо } 22 \text{ мм}$$

Ширина вінця шестерні:

$$b_1 = b_2 + (5 \dots 10) = 22 + 8 = 30 \text{ мм};$$

						Арк.
						37
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4.5 Розрахунок пасової передачі

В залежності від перерізу ремня можуть застосовуватися такі ремінні передачі: плоскоременная, клиноременним, поліклинові.

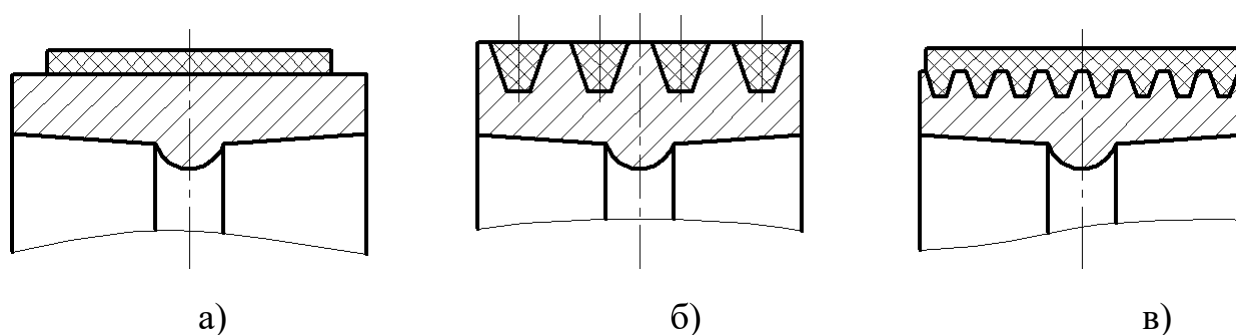


Рисунок 4.1 - Види пасової передачі: а - плоскоременная, б - Клиноременева, в – поліклинові

При застосуванні поліклинкової ремінної передачі зменшується консольне навантаження на вал, пом'якшуються динамічні навантаження і знижуються габарити передачі порівняно з клиноремінною передачею, тому приймаємо поліклинові передачу.

Задаємося розрахунковим діаметром ведучого і веденого шківів $d_1 = 112$ мм, $d_2 = 140$ мм, так як передавальне відношення $i = 0,8$ відповідно до вимог ГОСТ 20889.

Перетин ремня вибираємо в залежності від потужності, переданої провідним шківом, і його частоти обертання:

$$P = P_{ном} \cdot C_p = 7,5 \cdot 1,0 = 7,5 \text{ кВт}, \quad (4.24)$$

де $P_{ном} = 7,5$ кВт – номінальна потужність споживана приводом;

$C_p=1,0$ – коефіцієнт динамічності навантаження і режиму роботи.

Приймаємо переріз В.

Визначаємо лінійну швидкість ременя:

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60000} = \frac{3,14 \cdot 135 \cdot 1350}{60000} = 9,53 \text{ м/с} \quad (4.25)$$

Визначаємо рекомендований міжцентрова відстань для звичайної відкритої передачі по формулі:

$$0,7(d_1+d_2) < a < 2(d_1+d_2) \quad (4.26)$$

$$0,7(135+150) < a < 2(135+150)$$

Приймаємо міжцентрова відстань $a=300$ мм

Розрахункова довжина ременя:

$$L = 2a + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} \quad (4.27)$$

$$L = 2 \cdot 300 + \frac{3,14}{2}(135 + 150) + \frac{(150 - 135)^2}{4 \cdot 300} = 1050 \text{ і і}$$

Визначимо кут обхвату:

$$\alpha = 180^\circ - \frac{D_{\max} - D_{\min}}{a} 60^\circ = 180^\circ - \frac{150 - 135}{1000} 60 = 179,1$$

Число клинів поліклинового ременя:

$$K = \frac{C_p \cdot P}{[P_n]}, \quad (4.28)$$

де $[P_n]$ - допустима потужність передається ременем, кВт

$$[P_n] = [P_0] \cdot C_\alpha \cdot C_1 \cdot C_K = 7,5 \cdot 1,0 \cdot 0,82 \cdot 0,85 \cdot 0,85 = 3,6 \text{ кВт}, \quad (4.29)$$

де $[P_0]=7,5$ - допустима наведена потужність, що передається поліклинові паси;

$C_p=1,0$ - коефіцієнт динамічності навантаження і тривалості роботи;

$C_\alpha=1,0$ - коефіцієнт кута обхвату;

						Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		39

$C_1=0,82$ - коефіцієнт, що залежить від довжини ременя

$C_K=0,85$ - коефіцієнт, учитывающий число ремней в комплекте

$$K = \frac{1,0 \cdot 7,5}{3,6} = 2,08,$$

приймаємо $K=3$

Сила попереднього натягу поліклінового ременя:

$$F_0 = \frac{850 P_{ном} \cdot C_1}{v \cdot C_\alpha \cdot C_p}, \quad (4.30)$$

$$F_0 = \frac{850 \cdot 7,5 \cdot 1,0}{8,8 \cdot 1,0 \cdot 1,0} = 724,4 \text{ Н}$$

Сила тиску на вал:

$$F_{on} = 2F_0 \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \cdot 724,4 \cdot \sin \frac{180}{2} = 1448 \text{ Н}$$

де $\alpha_1=180^\circ$ - кут обхвату ременем ведучого шківа.

4.6 Проектний розрахунок валів

Діаметри посадок підшипників на вали:

$$d_s = 10^2 \cdot \sqrt[3]{\frac{T}{200 \cdot [\tau_\epsilon]}} \quad (4.31)$$

де T - момент на відповідному валу;

$[\tau_k]$ - допустима напружка на кручення, $[\tau_k]=20...25$;

Діаметр вихідного кінця електродвигуна $d = 38$ мм.

Конструктивно приймаємо $d = 38$ мм.

$$d_1 = 10^2 \cdot \sqrt[3]{\frac{52}{200 \cdot 20}} = 24_{\text{мм}}$$

						Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		40

$$d_2 = 10^2 \cdot \sqrt[3]{\frac{64}{200 \cdot 20}} = 25 \text{ мм}$$

приймаємо конструктивно $d_2=25 \text{ мм}$

$$d_3 = 10^2 \cdot \sqrt[3]{\frac{97}{200 \cdot 20}} = 30 \text{ мм}$$

приймаємо конструктивно $d_3=30 \text{ мм}$

4.7 Розрахунок валів на міцність

Найбільш небезпечним перетином валу V є шлицева ділянка, на валу присутній найбільший згинальний момент. Концентраторами напружень є шліци.

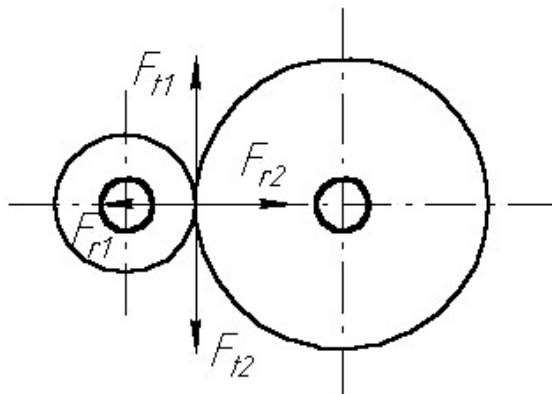


Рисунок 4.2 - Схема прикладання навантаження.

Визначимо окружну силу в зачепленні (рисунок 4.2):

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{d_1} = \frac{2 \cdot 560 \cdot 10^3}{90} = 2300 \text{ Н},$$

де $d_1 = m \cdot z_1 = 5 \cdot 18 = 90 \text{ мм}$ – ділильний діаметр колеса;

$T_2 = 560 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – крутний момент на колесі.

						Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		41

радіальна сила:

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha = 2300 \cdot \operatorname{tg} 0 = 0 \text{ Н},$$

де $\alpha=0^\circ$ - кут зачеплення.

За кресленням визначаємо місця розташування сил і відстань до точок їх докладання, переносимо їх на малюнок.

$$l_1=160 \text{ мм}; l_2=64 \text{ мм}; l_3=86 \text{ мм};$$

$$\Sigma M_A = F_{t1} \cdot l_1 - R_B \cdot (l_1 + l_2) + F_{шк}(l_1 + l_2 + l_3) = 0,$$

$$\Sigma M_B = -R_A(l_1 + l_2) - F_{t1} \cdot l_2 + F_{шк} l_3 = 0,$$

Звідки:

$$R_B = \frac{F_{t1} l_1 + F_{шк} (l_1 + l_2 + l_3)}{l_1 + l_2} = \frac{2300 \cdot 160 + 2072 \cdot 1310}{224} = 3441,4 \text{ Н}$$

$$R_A = \frac{F_{шк} l_3 - F_{t1} l_2}{l_1 + l_2} = \frac{2072 \cdot 86 - 2300 \cdot 64}{224} = 565,9 \text{ Н}$$

Будуємо епюри згинальних і крутних моментів (рисунок 4.2)

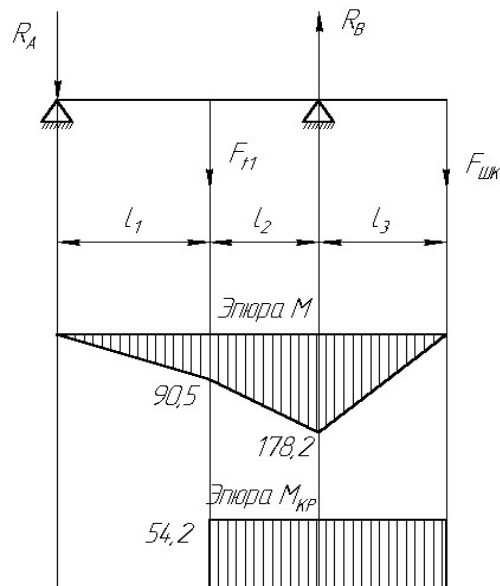


Рисунок 4.3 - Епюри згинальних та крутного моментів.

Для небезпечного перерізу визначаємо коефіцієнт запасу міцності по втоми S і порівнюємо його з допускаються значенням [4]:

						Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

$$S = \frac{S_{\sigma} S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} \geq [S] = 1,5 \quad (4.32)$$

де S_{σ} и S_{τ} - коефіцієнти запасу по нормальних і дотичних напругам, що визначаються по залежностях [4]:

$$\begin{aligned} S_{\sigma} &= \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m}; \\ S_{\tau} &= \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D} \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m}; \end{aligned} \quad (4.33)$$

де $\sigma_{-1}=410$ МПа и $\tau_{-1}=240$ МПа – межі витривалості матеріалу відповідно при згині і крученні;

σ_a и τ_a – амплітуди напружень циклу, МПа;

σ_m и τ_m – середні напруження циклу, МПа;

$\psi_{\sigma}=0,2$; $\psi_{\tau}=0,1$ – коефіцієнти характеризують чутливість матеріалу до асиметрії циклу напружень;

$K_{\sigma D}$ і $K_{\tau D}$ – коефіцієнти, що враховують вплив всіх факторів на опір втоми відповідно при згині і крученні

$$K_{\sigma D} = \frac{\left(\frac{K_{\sigma}}{K_d} + K_F - 1 \right)}{K_V}; K_{\tau D} = \frac{\left(\frac{K_{\tau}}{K_d} + K_F - 1 \right)}{K_V}, \quad (4.34)$$

де K_{σ} и K_{τ} - ефективні коефіцієнти концентрації напружень;

K_d – коефіцієнт впливу абсолютних розмірів поперечного перетину;

$K_F=1$ – коефіцієнт впливу шорсткості поверхні;

$K_V=2,8$ – коефіцієнт впливу зміцнення

Для концентратора напружень визначимо коефіцієнти K :

- Шліцьовий ділянку валу

$K_{\sigma}=1,7$;

$K_{\tau}=2,65$;

$$K_d=0,81$$

$$K_{\sigma D} = \frac{(1,7/0,81+1-1)}{2,5} = 0,84;$$

$$K_{\tau D} = \frac{(2,65/0,81+1-1)}{2,5} = 1,3$$

$$\sigma_m = 0; \sigma_a = \sigma_{\text{ш}} = \frac{M}{W}$$

$$\tau_a = \frac{M_K}{2W_K};$$

$$\tau_m = \tau_a$$

де $M=178,8 \text{ Н}\cdot\text{мм}$ – результуючий вигинає момент;

$M_K=54,2 \text{ Н}\cdot\text{мм}$ – крутний момент;

W – осьовий момент опору перерізу вала, мм^3 ;

W_K – полярний момент опір перерізу вала, мм^3

$$W = \frac{\xi \cdot \pi d^3}{32} = \frac{1,125 \cdot 3,14 \cdot 30^3}{32} = 2980 \text{ мм}^3,$$

$$W_K = \frac{\xi \cdot \pi d^3}{16} = \frac{1,125 \cdot 3,14 \cdot 30^3}{16} = 5961 \text{ мм}^3$$

$$\sigma_a = \frac{178,8}{2980,5} = 0,06 \text{ МПа};$$

$$\tau_a = \tau_m = \frac{54,2}{2 \cdot 5961} = 0,004 \text{ МПа}$$

$$S_{\sigma} = \frac{410}{0,84 \cdot 0,06 + 0,2 \cdot 0} = 8134$$

$$S_{\tau} = \frac{240}{1,3 \cdot 0,004 + 0,1 \cdot 0,004} = 4285$$

$$S = \frac{8134 \cdot 4285}{\sqrt{8134^2 + 4285^2}} = 3,7 \geq [S] = 1,5$$

						Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		44

Запас міцності більше допустимого. Умова міцності виконується

4.8 Розрахунок підшипникових вузлів

Для розрахунку валу ми прийняли кульковий радіально-упорний підшипник серії 36211 ГОСТ 831-75 (D=55 мм, B=21 мм, Cr=58,4 кН).

Придатність підшипників визначається зіставленням розрахункової динамічної вантажопідйомності з базовою, або базової довговічності з необхідною за умовами:

$$C_{rp} \leq C_r \text{ или } L_{10h} \geq L_h. \quad (4.35)$$

Необхідна довговічність підшипника $L_h = 8,4 \cdot 10^3$ по табл. 9.4 [2].

Розрахункова динамічна вантажопідйомність визначається за формулою:

$$C_{rp} = R_E \sqrt[m]{573 \cdot \omega \cdot \frac{L_h}{10^6}} \quad (4.36)$$

де: R_E – еквівалентне динамічне навантаження, Н;

ω – кутова швидкість вала, c^{-1} ;

m – показник ступеня, $m = 3$.

$$R_E = V \cdot R_r \cdot K_b \cdot K_T \quad (4.37)$$

де: V – коефіцієнт обертання, $V = 1$ (при обертанні внутрішнього кільця підшипника);

R_r – сумарна реакція підшипника, $R_r = 3487$ Н;

K_b – коефіцієнт безпеки, $= 1,15$;

K_T – температурний коефіцієнт, $= 1$.

$$R_E = 1 \cdot 3487 \cdot 1,15 \cdot 1 = 4010 \text{ Н}$$

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 1000}{30} = 105 \text{ } c^{-1}$$

						Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

$$C_{rp} = 4010 \cdot \sqrt[3]{573 \cdot 105 \cdot \frac{8,4 \cdot 10^3}{10^6}} = 31,9 \approx 32 \text{ кН}$$

32 кН > 22,0 – умова $C_{rp} \leq C_r$ виконується.

Зробимо розрахунок підшипника на довговічність:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{573 \cdot \omega} \left(\frac{C_r}{R_E} \right)^m \quad (4.38)$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{573 \cdot 105} \left(\frac{58400}{4010} \right)^3 = 51,3 \cdot 10^3 > 8,4 \cdot 10^3$$

Умова надійності підшипника на довговічність виконується.

						Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

5. РОЗРАХУНОК ШПИНДЕЛЬНОГО ВУЗЛА

5.1 Обґрунтування вибору компоновки шпиндельного вузла

Шпиндельний вузол у відповідності з пропонованими до нього вимогами повинен забезпечувати:

1. Точність обертання, оцінювану радіальним і осьовим биттям переднього кінця шпинделя.
2. Радіальну і осьову жорсткість, обумовлену по деформації шпинделя під навантаженням.
3. Довговічність шпиндельних вузлів, яка залежить від довговічності опор шпинделя, яка в свою чергу залежить від ефективності системи змащування, ущільнень, частоти обертання і т. д.

Довговічність шпиндельних вузлів не регламентована, її визначають за втоми, зношування деталей підшипника або втрати мастильних властивостей масла.

4. Швидке і точне закріплення заготовки в шпинделі верстата.
5. Мінімальні витрати на виготовлення, збірку і експлуатацію шпиндельного вузла при задоволенні решти вимог.

Необхідно забезпечити високі динамічні якості (вібростійкість), які визначаються амплітудою коливань переднього кінця шпинделя і частотою власних коливань, а так само мінімальні тепловиділення і температурні деформації шпиндельного вузла, так як в даному вузлі шпиндель буде експлуатуватися на високих частотах обертання.

Конструкція шпиндельного вузла залежить від типу і розміру верстата, класу його точності, граничних параметрів процесу обробки (максимальної

						Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		47

частоти обертання, ефективної потужності приводу). Тому вибір конструкції будемо проводити за таким чинником.

Конфігурація переднього кінця шпинделя залежить від способу кріплення заготовки. Точне центрування і жорстке сполучення оправки зі шпинделем забезпечується конічним з'єднанням. Шпиндель верстата має фланцевий передній кінець, виконаний за ГОСТ 2570-58, забезпечує швидкозмінними установки планшайби і надійність кріплення.

Тип приводного елемента залежить, в першу чергу, від частоти обертання, величини переданої сили, вимог до плавності обертання, а так само від загальної компоновки привода.

Тип опор шпинделя, що визначає форму посадочних місць, вибираємо на підставі вимог по точності обробки і швидкохідності, яка визначається швидкісним параметром - $d \cdot n, \text{хв}^{-1}$:

де d - діаметр отвору під підшипник, мм;

n - частота обертання шпинделя, хв^{-1} .

Ці значення для різних типів опор наведені в таблиці 6.1.

Таблиця 6.1 - Точність і швидкохідність шпиндельних вузлів на різних опорах.

Тип опор	Радіальне і осьове биття шпинделя, мкм	Швидкісний параметр $(dn)_{\max} \cdot 10^5, \text{мм} \cdot \text{хв}^{-1}$
кочення	1,00	0-10
гідродинамічні	0,50	1-10
гідростатичні	0,05	0-15
аеростатичні	0,10	5-40

Виходячи з таблиці приймаємо опори кочення, які мають задовільні швидкісний параметр і параметр биття шпинделя.

Так, як частота обертання шпинделя підвищилась до 2000 об/хв треба розглянути іншу схему опор (таблиця 6.2). З таблиці видно, що нашим умовам задовольняє схема 4.

Таблиця 6.2 – Схеми опор шпиндельних вузлів

<div style="writing-mode: vertical-rl; transform: rotate(180deg);"> Увеличение быстроходности Уменьшение жесткости </div>	№ п/п	Тип	Схема	$d \leq 10^5$ мм·мин ⁻¹	ϵ_z
	1	Низкоскоростные		1...1,4	0,65...0,75
	2			1,5...1,8	0,45...0,65
	3			1,6...2	0,3...0,45
	4	Среднескоростные		2,5...3,5	0,3...0,45
	5			3...4,5	0,2...0,3
	6			4...5	0,15...0,2
	7	Высокоскоростные		5...6	0,1...0,15
	8			6...8	0,05...0,1
	9			7...10	0
	10			10...15	0

За цією схемою в передній опорі встановлено дворядний роликовий підшипник типу 3182100K та упорно-радіальний кульковий підшипник типу 178800. В задній опорі також встановлено дворядний роликовий підшипник.

Для змазування обох опор застосовується пластичний мастильний матеріал.

Приводний елемент шпинделя встановлений на задньому кінці, і передача крутного моменту передається через шліци допомогою полікліновий передачі, що на великих швидкостях забезпечують плавне обертання шпинделя.

вузла.

Визначимо конструктивні параметри шпинделя виходячи з базового варіанту виконання та розрахунків.

Діаметр передньої опори під підшипники: $d = 140$ мм

діаметр задньої опори: $d = 100$ мм

межопорное відстань: $l = 620$ мм

виліт переднього кінця шпинделя: $a = 115$ мм

Шпиндель виготовлений із сталі 12ХН3А ГОСТ4543-71 з поверхневим цементуванням $h = 0,8 \dots 1,1$ мм до HRCe 55-83.

5.2 Розрахунок шпиндельного вузла на точність і жорсткість

При розрахунку шпиндельного вузла на точність приймаємо самий несприятливий випадок, коли биття підшипників Δ_A в передній опорі і Δ_B в задній спрямовані в протилежні сторони.

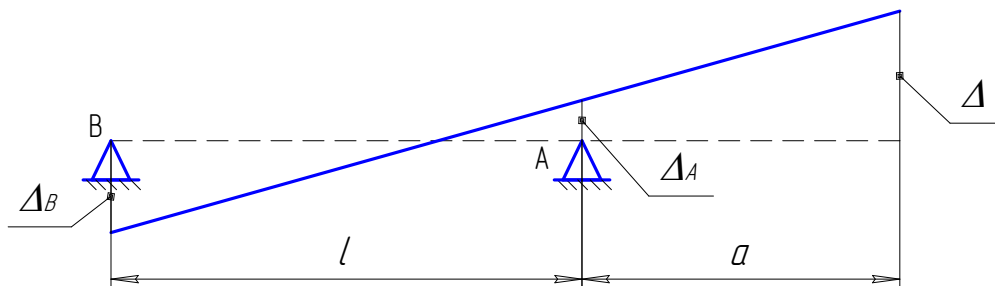


Рисунок 5.1 - Схема розрахунку шпиндельного вузла на точність

						Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		50

Тоді радіальне биття кінця шпинделя

$$\Delta_P = \Delta_A \cdot \left(1 + \frac{a}{l}\right) + \Delta_B \cdot \frac{a}{l} \leq \Delta \quad (5.1)$$

де Δ - допуск на радіальне биття кінця шпинделя, $\Delta=10$ мкм;

a – виліт кінця шпинделя.

$$\Delta_A = \frac{\Delta}{6 \cdot \left(1 - \frac{a}{l}\right)} = \frac{10}{6 \cdot \left(1 - \frac{115}{550}\right)} = 2,1 \text{ мкм} \quad (5.2)$$

$$\Delta_B = \frac{\Delta}{6 \cdot \frac{a}{l}} = \frac{10}{6 \cdot \frac{115}{550}} = 7,9 \text{ мкм} \quad (5.3)$$

$$\Delta_P = 2,1 \cdot \left(1 + \frac{115}{550}\right) + 7,9 \cdot \frac{115}{550} = 4,2 \text{ мкм} < \Delta = 10 \text{ мкм}$$

Отже точність шпиндельного вузла забезпечується.

При розрахунку шпиндельного вузла на точність приймаємо самий несприятливий випадок, коли биття підшипників Δ_A в передній опорі і Δ_B в задній спрямовані в протилежні сторони.

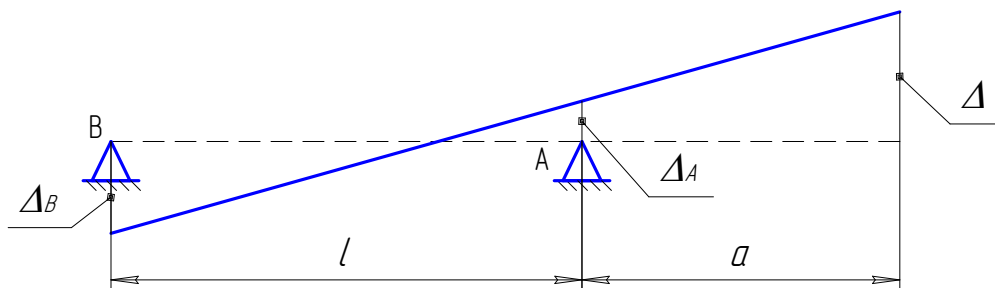


Рисунок 5.2 - Схема розрахунку шпиндельного вузла на точність

Оцінка радіальної жорсткості проводиться по прогибу δ кінця шпинделя, що відбувається за рахунок пружної деформації (вигину) шпинделя і податливості яромо опор, а також по куту повороту θ пружної лінії деформованого шпинделя в передній опорі.

Складемо схему нагруження шпинделя (рисунок 5.3).

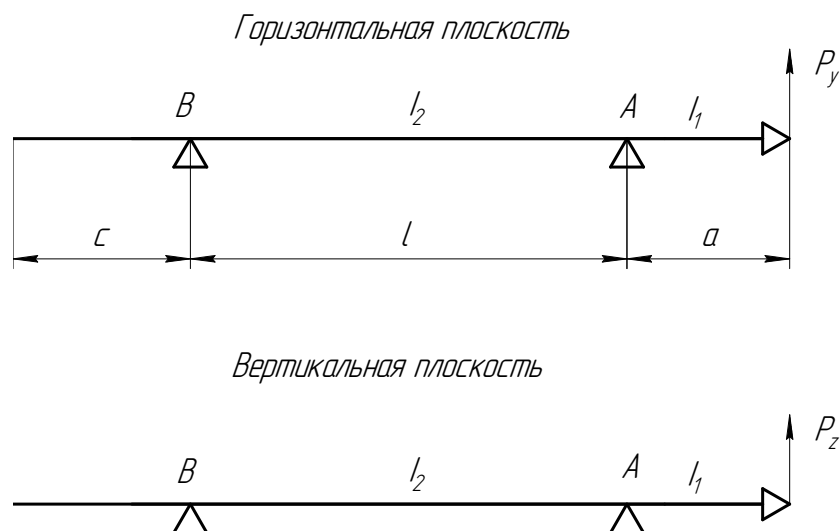


Рисунок 5.3 - Схема навантаження шпиндельного вузла.

Максимально допустимі значення перерахованих параметрів приймаються відповідно:

$$[\delta] = 1,5 \cdot 10^{-4} \cdot \ell, \quad (5.4)$$

де ℓ - відстань між опорами, $\ell = 550$ мм.

$$[\delta] = 1,5 \cdot 10^{-4} \cdot 550 = 0,0825 \text{ мм}$$

$$[\theta] = 0,001 \text{ рад}$$

Складемо схему нагрівання шпинделя - рисунок 6.2

Прогин шпинделя δ в горизонтальній і вертикальній площинах визначимо за формулами:

$$\begin{aligned} \delta = & P \cdot \frac{a^2}{3 \cdot E} \left(\frac{a}{l_1} + \frac{\ell \cdot (1 - \epsilon)}{l_2} \right) + P \cdot \frac{1}{j_A} \left(\frac{(\ell + a(1 - \epsilon))}{l} \right)^2 + P \cdot \frac{a^2 \cdot (1 - \epsilon)}{j_B \cdot l^2} + \\ & + Q \cdot \left[\frac{1}{j_A} \cdot \frac{(\ell + a) \cdot (\ell - b) - \frac{j_B}{j_A} a^2}{l^2} - \frac{a}{6EI_1 l} (b^3 - 2l^2 b - 3lb^2) \right] \end{aligned} \quad (5.5)$$

де j_a, j_b - жорсткість підшипників, Н/мм;

E - модуль пружності матеріалу шпинделя, $E = 2,0 \cdot 10^5$ МПа;

						Арк.
						52
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

I_1, I_2 - момент інерції перерізу шпинделя в прольоті між опорами і переднім кінцем шпинделя відповідно, мм^4 ;

ε - коефіцієнт защемлення в передній опорі, $\varepsilon=0,7$;

a - виліт переднього кінця шпинделя.

$$P = \sqrt{P_z^2 + P_y^2} = \sqrt{5923^2 + 1494^2} = 6108,5 \text{ Н} \quad (5.6)$$

Визначимо окружну силу в зачепленні:

$$F_t = \frac{2T_7 \cdot 10^3}{d} = \frac{2 \cdot 537 \cdot 10^3}{275} = 3161,1 \text{ Н} \quad (5.7)$$

де $d=2 \cdot z=275$ мм – дільний діаметр колеса;

$T_7=537$ Н·м – крутний момент на колесі.

Радіальна сила:

$$F_r = F_t \cdot \tan \alpha = 3161,1 \cdot \tan 20^\circ = 1150,5 \text{ Н}, \quad (5.8)$$

$$Q = \sqrt{F_t^2 + F_r^2} = \sqrt{3161,1^2 + 1150,5^2} = 3364 \text{ Н} \quad (5.9)$$

Моменти інерції знайдемо за наступними формулами:

$$I_1 = \frac{\pi \cdot (d_{\text{ср1н}}^4 - d_{\text{ср1в}}^4)}{64} \quad (5.10)$$

$$I_2 = \frac{\pi \cdot (d_{\text{ср2н}}^4 - d_{\text{ср2в}}^4)}{64} \quad (5.11)$$

де $d_{\text{ср1н}}$ - середній зовнішній діаметр, мм,

$d_{\text{ср1в}}$ - середній внутрішній діаметр, мм.

$$I_1 = \frac{\pi \cdot (80^4 - 42^4)}{64} = 1,86 \cdot 10^6 \text{ мм}^4$$

$$I_2 = \frac{\pi \cdot (55^4 - 34^4)}{64} = 0,38 \cdot 10^6 \text{ мм}^4$$

Передня опора являє собою роликовий радіальний дворядний підшипник з короткими роликами діаметром $d = 80$ мм. радіальна жорсткість $j_A=800$ Н/мкм ($8 \cdot 10^5$ Н/мм).

						Арк.
						53
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Задня опора комплексна, що складається з двох кулькових радіально-упорних підшипників, які являють собою дві умовні опори. Сила попереднього натягу $F_H = 1140 \text{ Н}$.

Радіальна жорсткість комплексної опори :

$$j_r = \frac{k_4 \cdot j_a}{3 \cdot \operatorname{tg}^2 \alpha}, \text{ Н/мм}, \quad (5.12)$$

де j_a - осьова жорсткість опори , Н/мм;

$\alpha = 15^\circ$ - кут контакту в підшипнику;

k_4 - коефіцієнт, що характеризує розподіл навантаження між тілами кочення і залежить від співвідношення між силою натягу і радіальної навантаженням в опорі $k_4 = 0,62$

$$\frac{F_H}{R_B \cdot \operatorname{tg} \alpha} = \frac{1140}{2254,8 \cdot \operatorname{tg} 15^\circ} = 1,9 \quad (5.13)$$

$$j_a = 3 \cdot C^{\frac{2}{3}} F_H^{\frac{1}{3}}, \quad (5.14)$$

де

$$C = 10^5 z \cdot \sin^{\frac{5}{2}} \alpha \cdot \sqrt{1,25 \cdot d_{\text{ш}}} = 10^5 \cdot 15 \cdot \sin^{\frac{5}{2}} 15^\circ \cdot \sqrt{1,25 \cdot 18} = 2,42 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}, \quad (5.15)$$

де $z = 15$ – число тіл кочення в підшипнику;

$d_{\text{ш}} = 18 \text{ мм}$ – діаметр кульки.

$$j_a = 3(2,42 \cdot 10^5)^{\frac{2}{3}} 1140^{\frac{1}{3}} = 1,22 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}$$

$$j_r = \frac{0,62 \cdot 1,22 \cdot 10^5}{3 \cdot \operatorname{tg}^2 15^\circ} = 3,5 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}$$

Отримали радіальну жорсткість опор:

- передній $j_A = 8 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}$;

- задній $j_B = 3,5 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}$.

						Арк.
						54
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Підставивши чисельні значення у формулу 5.5 одержимо:

$$\begin{aligned} \delta &= 6108,5 \cdot \frac{115^2}{3 \cdot 2 \cdot 10^5} \left(\frac{115}{1,86 \cdot 10^6} + \frac{550 \cdot (1 - 0,7)}{0,38 \cdot 10^6} \right) + 6108,5 \cdot \frac{1}{1,22 \cdot 10^5} \left(\frac{550 + 115(1 - 0,7)}{550} \right)^2 + \\ &+ 6108,5 \cdot \frac{115^2 \cdot (1 - 0,7)}{3,5 \cdot 10^5 \cdot 550^2} + \\ &+ 3364 \cdot \left[\frac{1}{1,22 \cdot 10^5} \cdot \frac{(550 + 115) \cdot (550 - 90) - \frac{3,5 \cdot 10^5}{1,22 \cdot 10^5} 115^2}{550^2} - \right. \\ &\left. - \frac{115}{6 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 1,86 \cdot 10^6 \cdot 550} (90^3 - 2 \cdot 550^2 \cdot 90 - 3 \cdot 550 \cdot 90^2) \right] = 0,081 \text{ мм} < [\delta] = 0,083 \text{ мм} \end{aligned}$$

Розрахуємо кути повороту в передній опорі за формулою:

$$\theta = \frac{P \cdot a \cdot l}{3 \cdot E \cdot I_2} \quad (5.16)$$

отримаємо:

$$\theta = \frac{6108,5 \cdot 115 \cdot 550}{3 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 0,38 \cdot 10^6} = 0,0017 \text{ рад} < [\theta] = 0,002.$$

Отже жорсткість шпиндельного вузла забезпечується.

						Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		55

6. МЕМБРАННИЙ ЗАТИСКНИЙ ПАТРОН

6.1 Обґрунтування вибору конструкції затискного патрона

З креслення (рисунок 1.1) видно, що обробку деталі ускладнюють два допуски співвісності внутрішнього отвору та зовнішньої кромки кршки відносно поверхні А, яка є досить тонкостінною і з відносно великим діаметром 220 мм.

Ці дві поверхні однозначно треба робити при затиску деталі за поверхню А. Але робити затиск в звичайному трьохкулачковому патроні не можна, бо він zdeформує її та залишить подряпини тому, що площа контакту буде дуже малою. Тому треба таке пристосування, щоб затиск йшов за всією поверхнею А деталі.

Такими пристосуваннями можуть бути: цанги, гідравлічні оправки або мембранні патрони.

Цанга – не є альтернативою. В данному випадку треба або дуже велику цангу, або спеціальний цанговий патрон, що дуже складний за своєю конструкцією. Дійш того, йому потрібно спеціальних привід затиску, що ускладнило б саме пристосування, та конструкцію вертата вцілому.

Гідравлічні оправки застосовують при великих силах і точності затиску, що в данному випадку не є критичними. Тому використання дорогого пристосування з додатковим обладнанням – гідравлікою – не є виправданним.

Мембранні патрони дуже прості в конструкції і в використанні. Вони можуть не потребувати спеціальних механічних пристроїв затиску, що, безперечно, здешевлює саме пристосування і верстат вцілому.

						Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

6.2 Вибір конструкції мембранного патрона

Мембранні патрони застосовують для точного центрування та затиску деталей. Деталі, що обробляються в них, встановлюються по зовнішній або внутрішній поверхні. Такі патрони забезпечують точність центрування деталей до 0,004-0,007 мм.

Мембрани – це тонкі металічні диски з ріжками або без ріжок (кільцові мембрани). В залежності від дії на мембрану штока приводу – тянучі або штовхаючої дії – мембранні патрони поділяються на розтискні та затискні (рисунок 6.1).

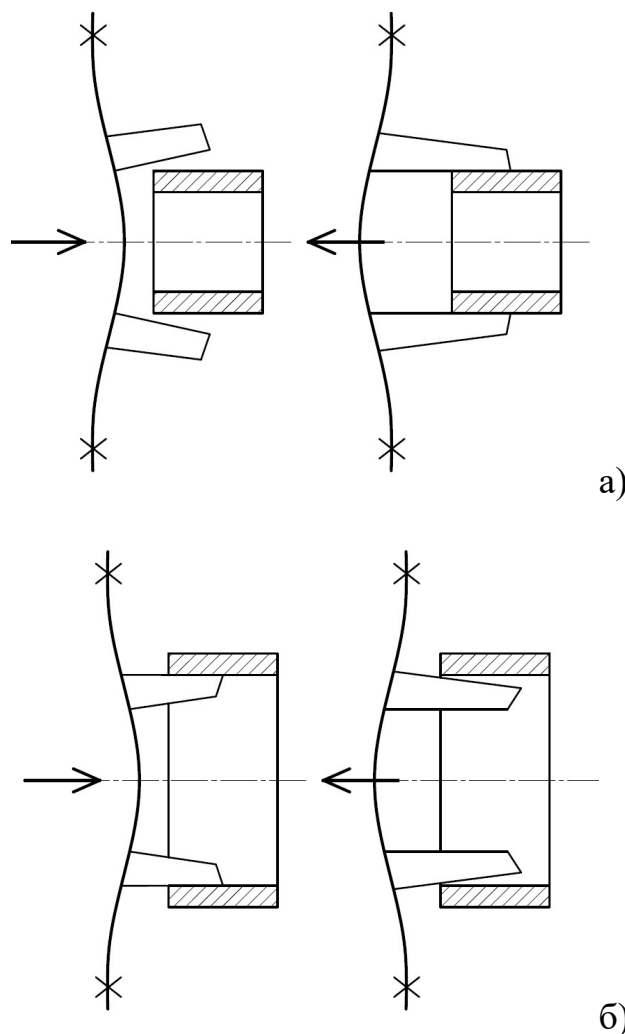


Рисунок 6.1 – Схема роботи мембранного патрону: а) затискного; б) розтискного

Патентний пошук дав не багато конструкцій мембранних патронів. В основному, вони всі спеціалізовані. Деяки з них наведені на рисунку 6.2.

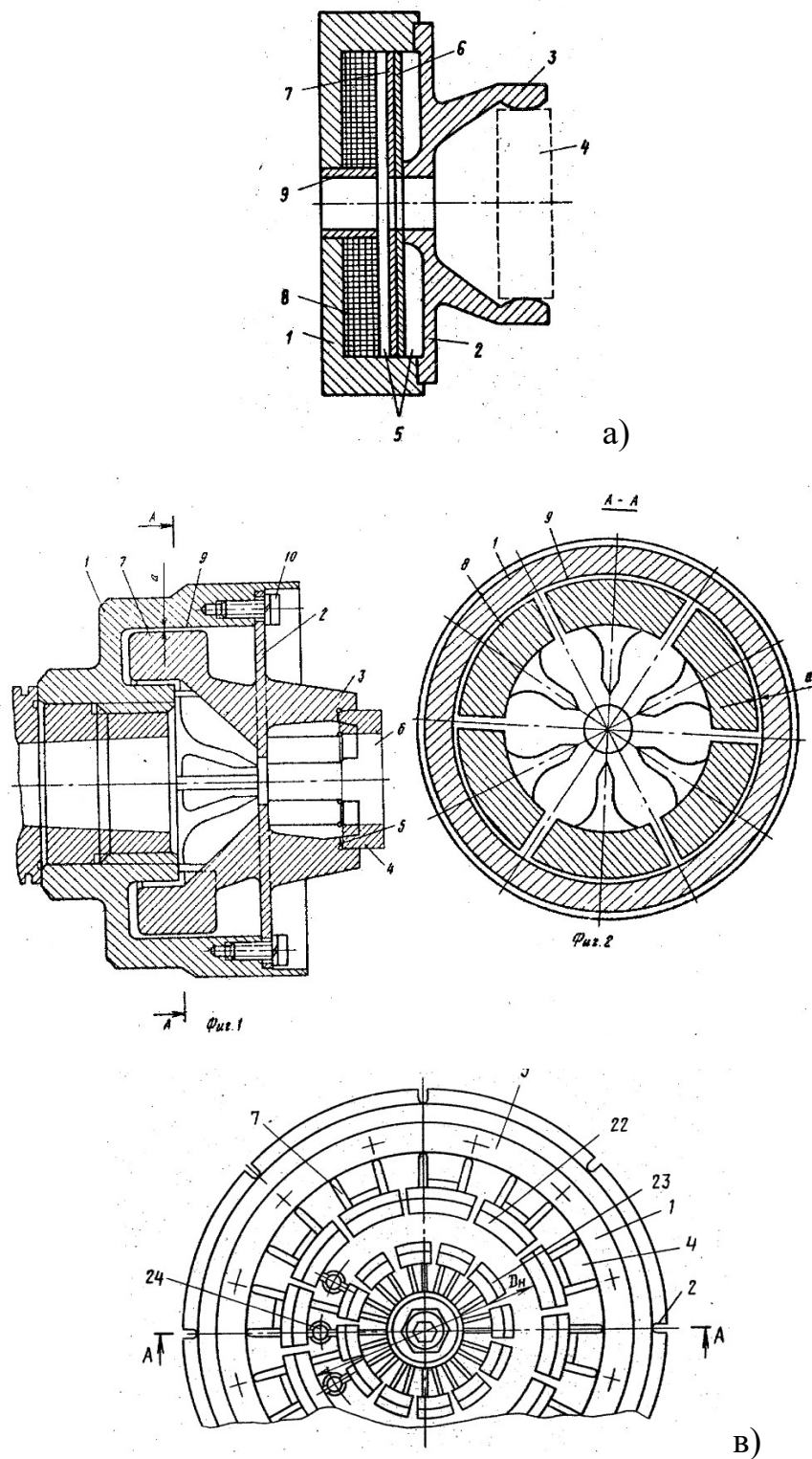


Рисунок 6.2 – Патентний пошук:

					Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	58

а) ав. св. СРСР 1063542; б) ав. св. СРСР 986627; в) ав. св. СРСР 1238900

Найпростішу конструкцію наведено у [] (рисунок 6.3).

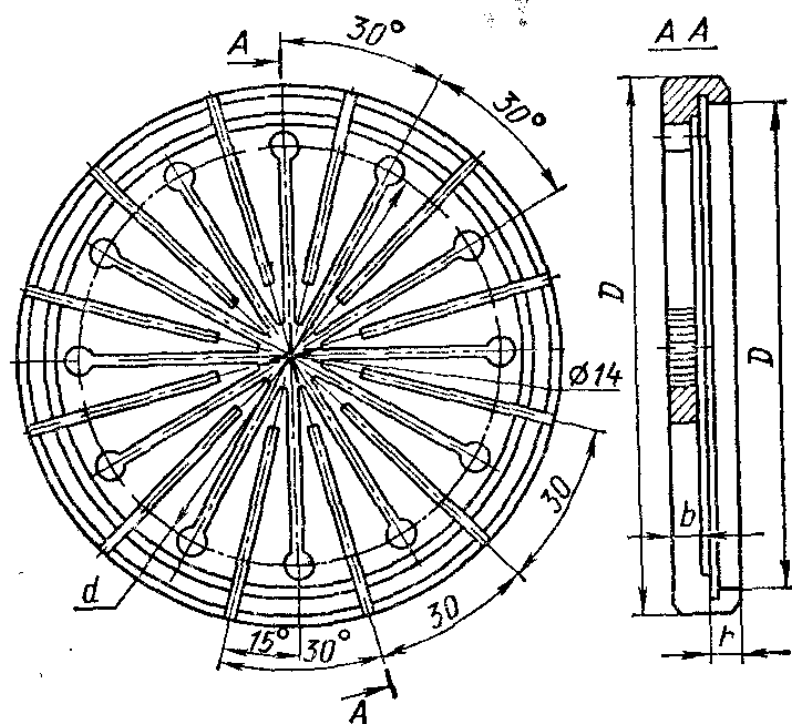
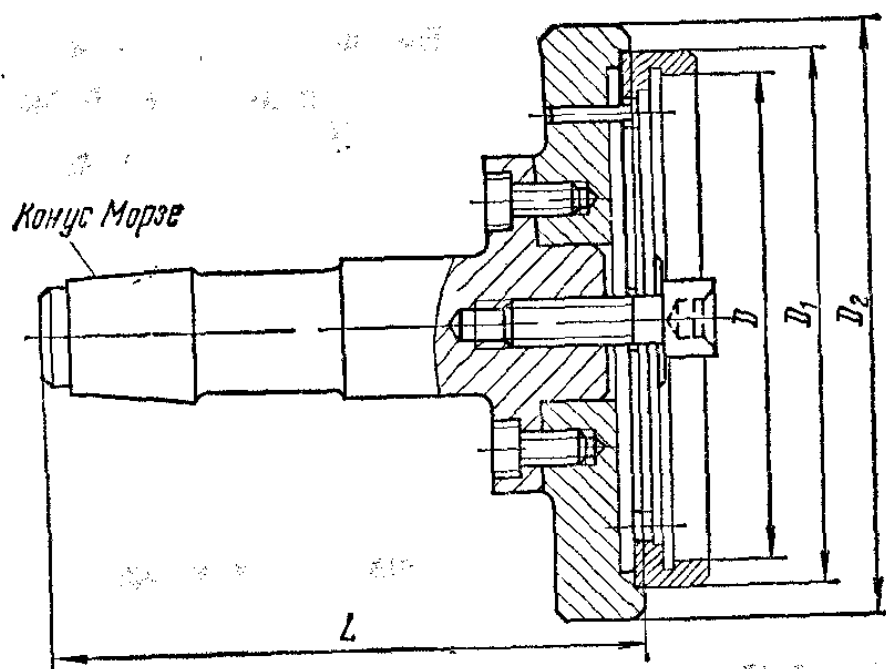


Рисунок 6.3 – Мембранний патрон затискного типу

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Арк.

59

6.3 Конструювання мембранного патрона

Надані рекомендації по розрахунку розмірів конструкції.

Товщина мембрани – $(0,025 \dots 0,035)D_1 = 6 \text{ мм}$

Довжину затискаючої частини та діаметр мембрани обираємо виходячи з креслення деталі (рисунок 1.1).

Затиск мембрани здійснюється гвинтом за допомогою шестигранного ключа.

Конструктивне рішення мембранного патрона наведено у складальному кресленні графічної частини.

						Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		60

7. ОБРОБКА ОТВОРІВ НА ВЕРСТАТІ З ЧПК В СЕРЕДОВИЩІ «HEIDENHAIN»

7.1 Режими різання

Вихідні дані:

Деталь – Кришка згідно креслення (рисунок 1.1)

Матеріал деталі – Сталь 45

Квалітет точності отворів – 14

Шорсткість поверні – Ra 12.5 мкм

Вибір варіанта маршруту обробки:

Маршрут обробки обирають за картою 44 [] в залежності від діаметра, точності і параметра шорсткості отвору, що обробляється, стану отвору заготовки, виду ЧПУ.

В нашому випадку обробка містить центрування, свердління, зенкування та цекування.

Вибір режимів різання:

Таблиця 7.1 - Центрування [Карта 46,]

Інструмент	Центрувальне свердло Ø8мм
Подача F, мм/об (мм/хв)	0,19 (192)
Швидкість різання V, м/хв	25,5
Частота обертів S,	1014

об/хв	
-------	--

Таблиця 7.2 - Свердління [Карта 46,]

Інструмент	Свердло $\varnothing 10\text{мм}$
Подача F, мм/об (мм/хв)	0,25 (191)
Швидкість різання V, м/хв	24,0
Частота обертів S, об/хв	764

Таблиця 7.3 - Зенкування [Карта 47,]

Інструмент	Зеркер $\varnothing 16\text{мм}$
Подача F, мм/об (мм/хв)	0,33 (219)
Швидкість різання V, м/хв	33,4
Частота обертів S, об/хв	665

Таблиця 7.4 – Цекування [Карта 51,]

Інструмент	Цековка $\varnothing 28\text{мм}$
Подача F, мм/об (мм/хв)	0,33 (36,6)
Швидкість різання V, м/хв	9,8
Частота обертів S,	111

						Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		62

7.2 Складання програми обробки

Щоб програма була компактнішою та її написання займало менше часу використовуємо стандартні цикли обробки та повторювані частини виносимо в підпрограму, що розташовується в кінці основної програми.

Блок-схема такої програми зображена на рисунку 7.1.

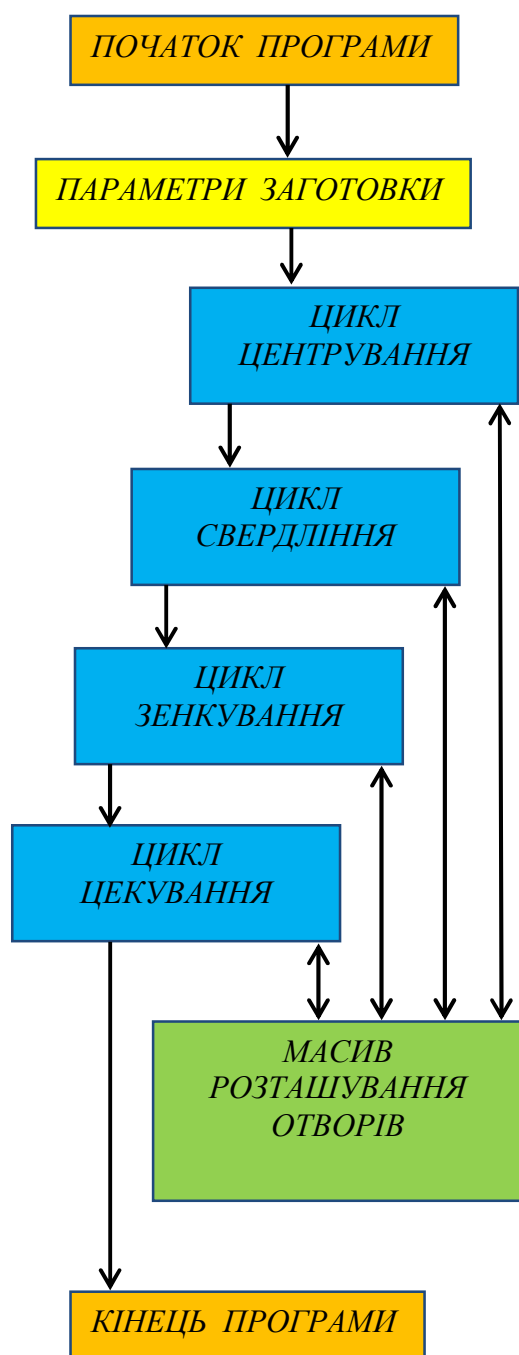


Рисунок 7.1 – Блок-схема програми обробки

Сама програма виглядає наступним чином

```

0 BEGIN PGM Kryshka MM
1 BLK FORM 0.1 Z X-156 Y-156 Z-16
2 BLK FORM 0.2 X+156 Y+156 Z+0
3 TOOL CALL 4 Z S1014 F192
4 L X+200 Y+200 Z+200 R0 FMAX M3
5 CYCL DEF 240 CENTERING ~
  Q200=+2 ;RASSTO. BEZOPASNOSTI ~
  Q343=+0 ;SELECT DIA./DEPTH ~
  Q201=-2 ;GLUBINA ~
  Q344=-8 ;DIAMETER ~
  Q206=+192 ;PODACHA NA WREZANJE ~
  Q211=+1 ;WYDER. WREMENI WNIZU ~
  Q203=+0 ;SURFACE COORDINATE ~
  Q204=+20 ;2-JE BEZOP.RASSTOJ.
6 CALL LBL 1
7 TOOL CALL 5 Z S764 F191
8 L X+200 Y+200 Z+200 R0 FMAX M3
9 CYCL DEF 203 UNIVERS. SWERLENIE ~
  Q200=+2 ;RASSTO. BEZOPASNOSTI ~
  Q201=-18 ;GLUBINA ~
  Q206=+191 ;PODACHA NA WREZANJE ~
  Q202=+5 ;GLUBINA WREZANJA ~
  Q210=+0 ;WYDER. WREMENI WWER. ~
  Q203=+0 ;SURFACE COORDINATE ~
  Q204=+20 ;2-JE BEZOP.RASSTOJ. ~
  Q212=+0 ;SJOM MATERIALA ~
  Q213=+0 ;KOL. OPER. LOMKI STRU. ~
  Q205=+1 ;MIN. GLUBINA WREZANJA ~
  Q211=+0 ;WYDER. WREMENI WNIZU ~
  Q208=+99999 ;PODACHA WYCHODA ~
  Q256=+0.2 ;WYCHOD PRI LOMANII
10 CALL LBL 1
11 TOOL CALL 8 Z S665 F219
  
```

						Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		64

12 L X+200 Y+200 Z+200 R0 FMAX M3

13 CYCL DEF 203 UNIVERS. SWERLENIE ~

Q200=+2 ;RASSTO. BEZOPASNOSTI ~

Q201=-18 ;GLUBINA ~

Q206=+219 ;PODACHA NA WREZANJE ~

Q202=+5 ;GLUBINA WREZANJA ~

Q210=+0 ;WYDER. WREMENI WWER. ~

Q203=+0 ;SURFACE COORDINATE ~

Q204=+20 ;2-JE BEZOP.RASSTOJ. ~

Q212=+0 ;SJOM MATERIALA ~

Q213=+0 ;KOL.OPER.LOMKI STRU. ~

Q205=+1 ;MIN.GLUBINA WREZANJA ~

Q211=+0 ;WYDER.WREMENI WNIZU ~

Q208=+99999 ;PODACHA WYCHODA ~

Q256=+0.2 ;WYCHOD PRI LOMANII

14 CALL LBL 1

15 TOOL CALL 14 Z S111 F36.6

16 L X+200 Y+200 Z+200 R0 FMAX M3

17 CYCL DEF 200 SWERLENIJE ~

Q200=+2 ;RASSTO. BEZOPASNOSTI ~

Q201=-5 ;GLUBINA ~

Q206=+36.6 ;PODACHA NA WREZANJE ~

Q202=+5 ;GLUBINA WREZANJA ~

Q210=+0 ;WYDER. WREMENI WWER. ~

Q203=+0 ;SURFACE COORDINATE ~

Q204=+20 ;2-JE BEZOP.RASSTOJ. ~

Q211=+2 ;WYDER.WREMENI WNIZU

18 CALL LBL 1

19 L X+200 Y+200 Z+200 R0 FMAX M30

20 LBL 1

21 CYCL DEF 220 OBRAZEC KRUG ~

Q216=+0 ;1-AJA KOORD.CENTRA ~

Q217=+0 ;2-JA KOORD.CENTRA ~

Q244=+260 ;DIAMETR OBRAZUJ. ~

Q245=+0 ;UGOL NACHAL.TOCHKI ~

Q246=+360 ;UGOL KONECHN. TOCHKI ~

						Арк.
						65
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Q247=+60 ;SCHAG UGLA ~
 Q241=+6 ;CHISLO POWTORENIJ ~
 Q200=+2 ;RASSTO. BEZOPASNOSTI ~
 Q203=+0 ;SURFACE COORDINATE ~
 Q204=+20 ;2-JE BEZOP.RASSTOJ. ~
 Q301=+1 ;DWISH.NA BEZ.WYSOTU ~
 Q365=+0 ;WID PEREMESCHENJA

22 LBL 0

23 END PGM Kryshka MM

Після написання програми необхідно провести її тест (рисунок 7.2)

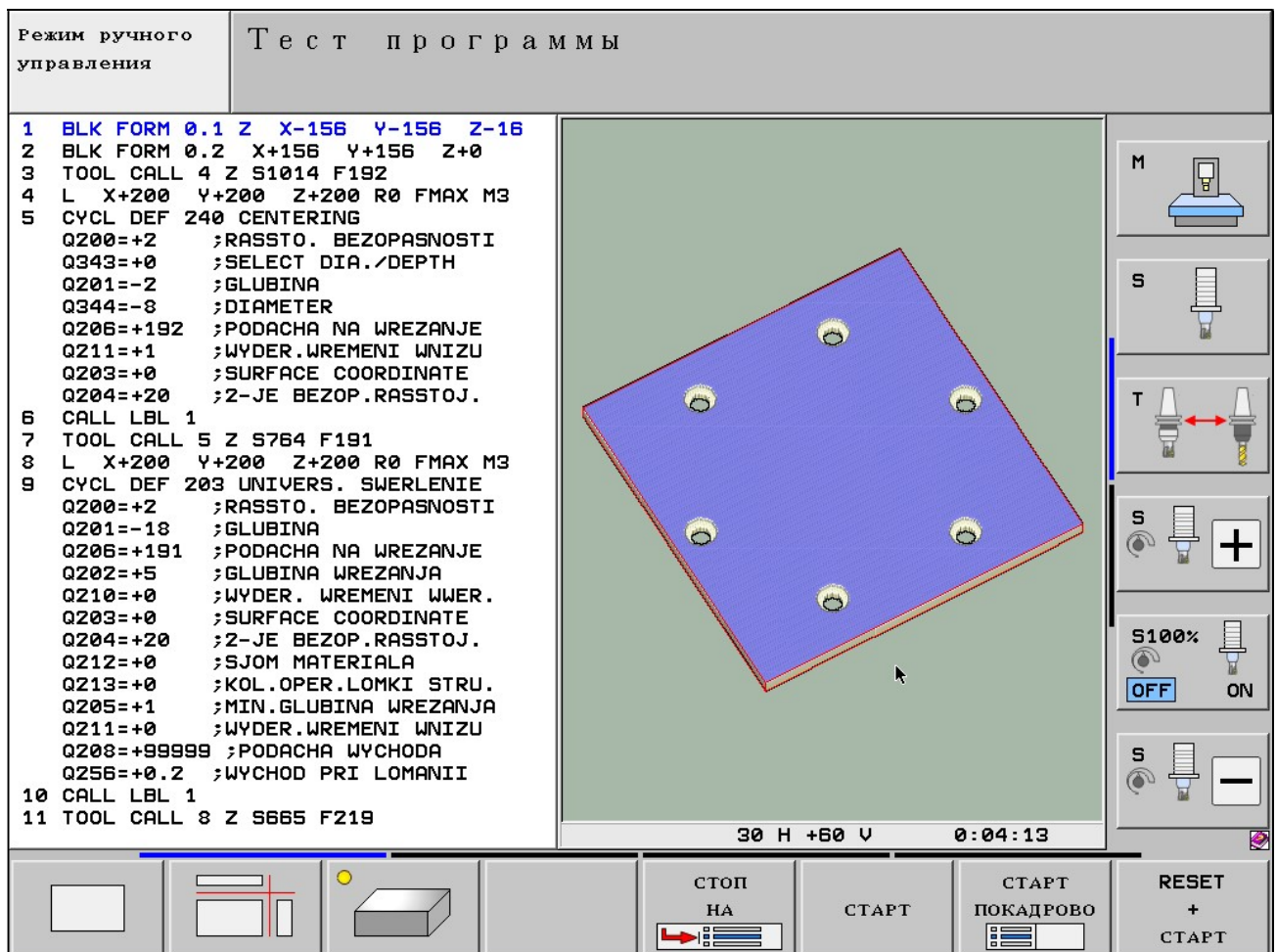


Рисунок 7.2 – Інтерфейс тесту програми

Тест програми показав її працездатність.

Вона вийшла досить компактною – 23 кадри.

В результаті ми отримуємо отвори (рисунок 7.3), що відповідають завданню –кресленню (рисунок 1.1)

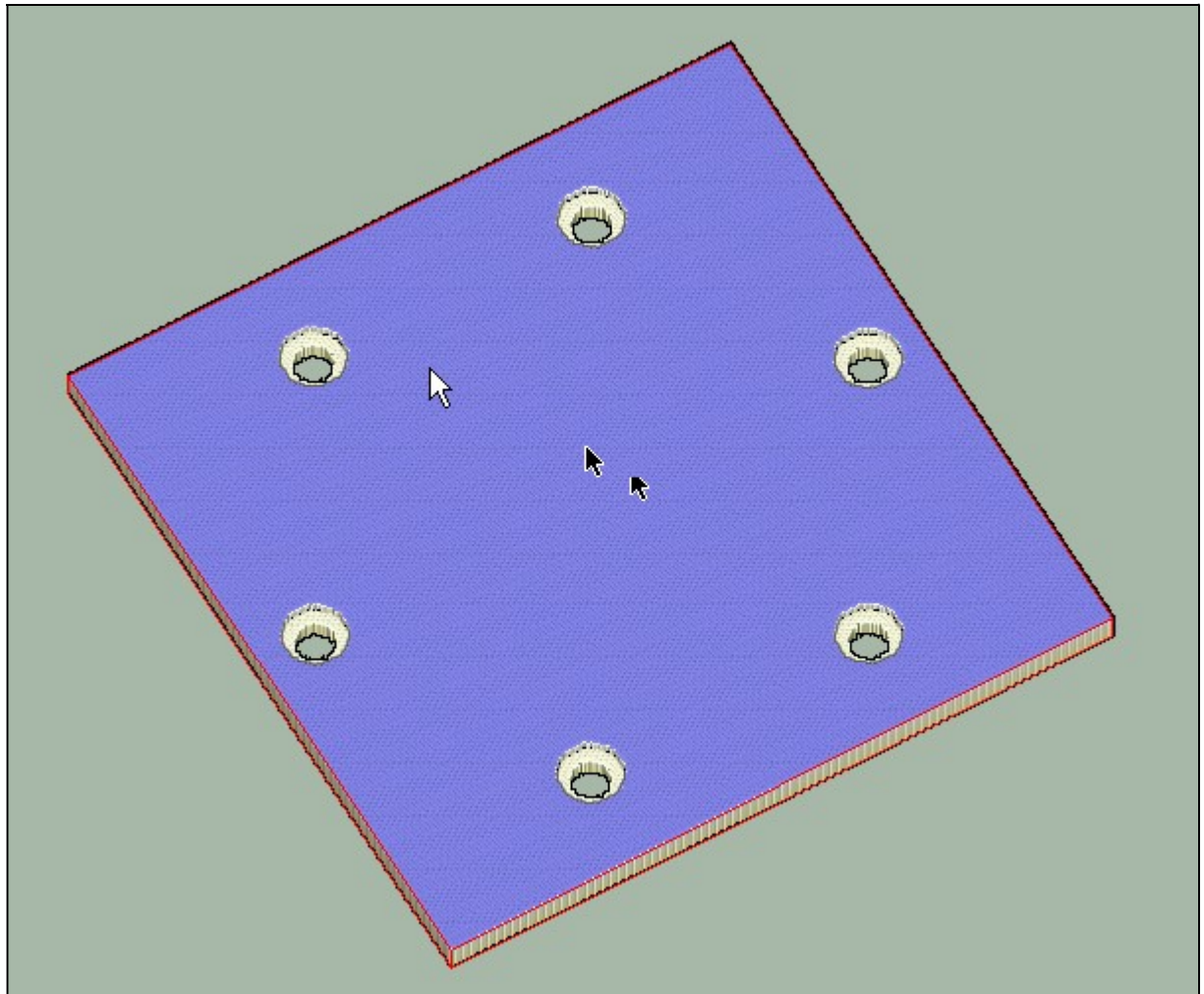


Рисунок 7.3 – Отвори після обробки

8. ЕКОНОМІЧНИЙ РОЗДІЛ

8.1 Початкові дані

Початкові дані для розрахунку економічної ефективності розробки токарно-гвинторізного верстата моделі 1А616 зведені до таблиці 8.1.

Таблиця 8.1 – Початкові дані

№	Показники	Варіанти	
		Базовий	Новий
1.	Річна програма випуску деталей, шт.	10000	10000
2.	Тривалість випуску деталей, рік	8	8
3.	Кількість запусків	10	10
4.	Кількість операцій	1	1
5.	Розряд робітника	4	4
6.	Маса заготовки, кг	3.2	3.2
7.	Матеріал заготовки	Сталь45	Сталь45
8.	Середня стійкість інструмента, хв	40	60
9.	Коефіцієнт, що враховує вагу основного часу в штучному	0.8	0.8
10.	Середньогодинна зарплата робітника, грн:	12.95	12.50
11.	Час наладки верстата, хв	20	20
12.	Вартість заготовки, грн:	258	258

Технічні характеристики базового и модернізованого верстата зведені в таблицю 8.2.

Таблиця 8.2 - Технічні характеристики базового и модернізованого верстата

№	Показники	Базовий	Новий
1.	Клас точності	Н	Н
2.	Маса верстата	12.8	12.8
3.	Габаритні розміри верстата L*В*Н,м	2,135*1,225*1,22	
4.	Термін служби до капремонту	5	5
5.	Потужність електродвигуна, кВт	4,5	7,5
6.	Категорії ремонтоскладності верстата		
	Механічної частини	25	20
	Електричної частини	30	40
7.	Коефіцієнт завантаження верстата	0.8	0.9
8.	Ціна верстата + ціна установки на новому місці, грн	42300	42300
9.	Норма амортизаційних відрахувань	20%	20%
10.	Норматив витрат на одиницю ремонтоскладності верстата:		
	Механічної частини	50	40
	Електричної частини	20	15
11.	Річні витрати на поточне обслуговування і ремонт, грн	5500	5500
12.	Коефіцієнт, який враховує додаткову площу верстата	1.2	1.2
13.	Коефіцієнт, який враховує клас точності	1	1
14.	Ефективний річний фонд часу роботи верстата, грн	1795	1795
15.	Вартість НІР, грн.	5000	5000
16.	Річний випуск нового верстату, шт.	700	700

Об'єм випуску продукції і партії запуску:

					Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	69

$$O_{pz} = O_p \cdot K_{бр} \cdot K_z = 10000 \cdot 1.1 \cdot 1.2 = 13200 \text{ (шт)} \quad (8.1)$$

Де O_p - кількість продукції, яку необхідно випустити за рік (шт.); $K_{бр}$ - коефіцієнт, який враховує брак на виробництві; K_z - коефіцієнт, який враховує об'єм незавершеного виробництва.

Визначення трудомісткості виготовлення деталі:

$$T_{шт.к} = T_{шт} + \frac{T_n}{\Pi} = 0.35 + \frac{10}{1000} = 0.36 \quad (8.2)$$

Де $T_{шт.к}$ - штучно – калькуляційний час, хв.; $T_{шт}$ - штучний час підготовки деталі, хв.; T_{Π} - підготовчо - завершальний час, хв; Π – кількість деталей в партії, шт.

Капіталовкладення до виробничого фонду:

$$K_H = K_{пр} \cdot K_{сл} \cdot K_{опт} \cdot K_{нир} = 20000 + 7000 + 2300 + 5000 = 34300 \text{ (грн.)} \quad (8.3)$$

Де $K_{пр}$ - прямі вкладення в виробництво; $K_{сл}$ - складні капіталовкладення; $K_{опт}$ - капіталовкладення в суміжні сфери; $K_{нир}$ - капіталовкладення в НИР.

Визначаємо капіталовкладення в основні фонди по групам:

$$\Phi_O = \Phi_{Оп} + \Phi_{Омо} + \Phi_{Оінс} + \Phi_{Оінв} = 12000 + 21000 + 6000 + 5000 = 44000 \text{ (грн.)} \quad (3.4)$$

Де $\Phi_{Оп}$ - споруди; $\Phi_{Омо}$ - машини і обладнання; $\Phi_{Оінс}$ - інструмент і пристосування; $\Phi_{Оінв}$ - інвентар:

Визначення балансової вартості обладнання:

$$K_O = \alpha \cdot Ц = 1.1 \cdot 42300 = 46530 \text{ (грн.)} \quad (8.5)$$

Де $Ц$ – ціна обладнання, грн.; α - коефіцієнт, що враховує витрати на установку і доставку устаткування, $\alpha = 1.1$.

Визначення вартості проекту:

$$K_{\Pi} = Ц_{\Pi} \cdot S = 1500 \cdot 16.8 = 25200 \text{ (грн.)} \quad (8.6)$$

Де $Ц_{\Pi}$ - середня вартість 1 м^2 площі механічного цеху (приймаємо 1500 грн/ м^2);

						Арк.
						70
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

S – площа, яку займає обладнання.

Річний дійсний фонд часу роботи устаткування:

$$F_{\partial} = (D_K - D_B - D_C) \cdot H_{зм} \cdot \chi_{зм} \cdot K_v \quad (8.7)$$

Де D_K - календарне число днів в році;

D_B - кількість вихідних днів в році;

D_C - кількість святкових днів в році;

$H_{зм}$ - кількість змін робочого дня;

$\chi_{зм}$ - тривалість зміни;

$H_{зм}$ - коефіцієнт використання обладнання;

$$F_{\partial} = (365 - 104 - 8) \cdot 1 \cdot 8 \cdot 0.85 = 1795 \text{ год} \quad (8.7)$$

Визначення потреби в технологічному устаткуванні:

$$n_{cp} = \frac{Q_p \cdot T_{шт}}{K \cdot F} = \frac{13200 \cdot 0.36}{1 \cdot 1795} = 2.647, \quad (8.8)$$

Де Q_p - розрахункова програма випуску деталей шт/рік;

$T_{шт.к}$ - штучно - калькуляційний час, хв;

K – кількість деталей, що оброблюються за одну установку;

F – дійсний фонд робочого часу.

Коефіцієнт завантаження обладнання:

$$R_{зав} = \frac{n_{cp}}{n_{с.пр}} = \frac{2.647}{14} = 0.189 \quad (8.9)$$

Де $n_{с.пр}$ - прийняте число верстатів.

Витрати на електроенергію:

$$\Pi_e = N \cdot F_{\partial} \cdot \Pi \cdot K \quad (8.10)$$

N – потужність верстату;

						Арк.
						71
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

F_o - річний дійсний фонд робочого часу;

Π – ціна електроенергії за 1 кВт/год;

K – кількість верстатів.

$$\Pi_e = 30 \cdot 1795 \cdot 0.3 \cdot 14 = 226170 \text{ грн.}$$

Таблиця 8.3 - Склад і структура основних фондів

Стаття	Балансова вартість грн.	Відсоток до балансової вартості всіх основних фондів
Споруди (виробничі побутові)	15300	1.7
Обладнання: - технологічне	95000	34
- енергетичне	21000	9.3
- транспортне	43000	4.4
контрольно – вимірювальне	29000	16.6
Разом	203300	
Інструмент і прилади	85000	29.8
Виробничий інвентар	15000	4.4
Разом	303300	100%

8.2 Визначення амортизаційних відрахувань

Амортизаційні відрахування розраховуються у відповідності з діючими нормами амортизації. Вони відображають щорічні амортизаційні відрахування в відсотках від початкової балансової вартості основних фондів:

$$N_A = \frac{100}{T} = \frac{100}{5} = 20\% , \quad (8.11)$$

Де N_A - норма амортизації, %; T – термін служби устаткування, років.

						Арк.
						72
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розрахунок потреб в основних матеріалах і напівфабрикатах для загального об'єму виробництва:

$$H = n \cdot N = 0.2 \cdot 13200 = 2640, \text{ (кг)} \quad (8.12)$$

Де n – норма витрат матеріалу на одну деталь; H – витрати матеріалу на річний об'єм випуску продукції; N – річний об'єм випуску деталей, шт.

Річний об'єм витрат на основні матеріали з врахуванням реалізованих відходів:

$$B_m = H \cdot C - g \cdot C_o = 2640 \cdot 4 - 264 \cdot 1.1 = 10270 \quad (8.13)$$

Де H – витрати матеріалу на річний об'єм випуску продукції; C – ціна 1 кг сталі – 4 грн, g – вага відходу, кг ($g = 0.02 \cdot 13200 = 264$); C_o - ціна 1 кг відходів – 1,1 грн.

Таблиця 8.4 - Відомість амортизаційних відрахувань

Стаття	Балансова вартість, грн	Норма амортизації, %	Амортизаційні відрахування, грн
Споруди (виробничі побутові)	15300	2	50.26
Споруди і передавальні пристрої	1000	3	30
Обладнання (основне і допоміжне):	95000	20	14000
- технологічне	21000	20	4000
- енергетичне	43000	15	5250
- транспортне	29000	10	2600
-контрольно-вимірвальне			
Інструмент і прилади	85000	12	7200
Виробничий інвентар	15000	1	120
Разом	304300		33250.26

Для визначення норм витрат на виріб враховують коефіцієнт використання матеріалів:

$$K_{\text{вик}} = \frac{P_{\text{дет}}}{P_{\text{заг}}} \cdot 100\% = \frac{2}{2.2} \cdot 100\% = 90\% \quad (8.14)$$

Де $P_{\text{дет}}$ - вага готової деталі, кг; $P_{\text{заг}}$ - вага заготовки, кг.

Трудомісткість продукції характеризується кількістю живої праці, вкладеної в її виготовлення:

$$T = \frac{T_{\text{шт.к.}}}{60} \cdot n_{\text{бс}} \cdot \frac{1}{n_{\text{нч}}} \cdot T = \frac{0.36}{60} \cdot \frac{1}{0.9} = 0.01, \text{ чол./год} \quad (8.15)$$

Де T – трудомісткість виготовлення одиниці виробу; $n_{\text{бс}}$ - коефіцієнт, що враховує багатостанковий обслуговування; $n_{\text{нч}}$ - коефіцієнт, що враховує виконання норм часу.

Сумарна нормативна трудомісткість річної програми основного виробництва:

$$T_{\text{с.т}} = n \cdot N \cdot t = 2 \cdot 10000 \cdot 0.01 = 200, \quad (8.16)$$

Де n – число видів виробу; N – річна програма, шт.; t – трудомісткість одного виробу.

Чисельність робітників - верстатників:

$$P_{\text{ст}} = \frac{T_{\text{ст}}}{F_{\text{еф}}} = \frac{200}{1734} \approx 1, \quad (8.17)$$

Де $F_{\text{еф}}$ - ефективний річний фонд часу одного робітника, год.

8.3 Розрахунок фонду заробітної платні

Фонд заробітної платні складається з основного і допоміжного:

$$З = З_{\text{о}} + З_{\text{д}} + З_{\text{п}} + H_{\text{зн}} \quad (8.18)$$

						Арк.
						74
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Де Z_o - основна заробітна платня; Z_d - допоміжна заробітна платня; Z_n - премії; H_{zn} - нарахування на заробітну платню.

Основний фонд – це заробітна платня і фактично відпрацьований час, тобто тарифна або підрядна; премії, доплати.

Прямий фонд заробітної плати:

$$Z_{nv} = T \cdot S \cdot N = 0.01 \cdot 12.76 \cdot 10000 = 1276, \text{ грн.} \quad (8.19)$$

Де T – трудомісткість виготовлення; S – годинна тарифна ставка робітника – верстатника. Допоміжна заробітна платня складає 20% від основної:

$$Z_{don} = 1276 \cdot 0.2 = 255.2, \text{ грн.}$$

Премія складає 40% від основної заробітної платні:

$$Z_n = 1276 \cdot 0.4 = 510.4, \text{ грн.}$$

Нарахування до заробітної платні складають 37.5%:

$$H_{znl} = 1276 \cdot 0.375 = 478.5, \text{ грн.}$$

Фонд заробітної платні складає:

$$Z = 1276 + 255.2 + 510.4 + 478.5 = 2520.1, \text{ грн.}$$

8.4 Визначення собівартості продукції

Собівартість - сукупність витрат підприємства, пов'язаних з виробництвом і реалізацією виробничої продукції і виражених в грошовій формі. Джерелом для розрахунку необхідної кількості основних матеріалів і напівфабрикатів є карти технологічних процесів і програми випуску деталі.

Таблиця 8.5 - Собівартість виробу

№	Стаття витрат	Сума, грн	Питома вага, %
1.	Матеріали основні	312180	28.553
2.	Фонд заробітної плати робітників	2520.1	2.49

3.	Затрати на електроенергію	226170	68.53
4.	Цехові витрати	0.5	0.0000457
5.	Цехова собівартість	107153.15	
6.	Загальнозаводські витрати	1,86	0.00017
7.	Невиробничі витрати	0.6	0.0000548
8.	Повна собівартість	106957.15	100%

8.5 Розрахунок потреб в оборотних коштах

Розрахунок потреб в оборотних коштах визначають по їх нормативу O_3 :

$$O_3 = O_{ом} \cdot O_{дм} \cdot O_{інв} \cdot O_{зр} \quad (8.20)$$

Де $O_{ом}$ - запас основних матеріалів і напівфабрикатів на складі; $O_{дм}$ - запас допоміжних матеріалів на складі; виходячи з норм складських запасів по кожному виду матеріалів і витрат на річний об'єм випуску продукції:- резерв інвентарного виробництва; $O_{зр}$ - запас річної продукції на складі.

Нормативний запас основних матеріалів $O_{зі}$ - визначають виходячи з норм складських запасів по кожному виду матеріалів і витрат на річний об'єм випуску продукції:

$$O_{зі} = N \cdot \frac{H_{зм}}{360} = 2640 \cdot \frac{10}{360} = 74, \text{ кг} \quad (8.21)$$

Де N – витрати матеріалів на річний об'єм виробництва; $H_{зм}$ - норма складських запасів, дні.

Необхідно розрахувати показники використання оборотних коштів в днях. Коефіцієнт оборота оборотних коштів $R_{об}$ характеризується об'ємом реалізації продукції в гривнях N_n на 1 грн. Оборотних коштів $O_k O_{зі}$ в грошовому виразі:

$$O_{зі} = 74 \cdot 2.4 = 178, \text{ грн.}$$

					Арк.
					76
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

$$R_{об} = \frac{N_n}{O_k} = \frac{106957.15}{9500} = 11.25 \quad (8.22)$$

Тривалість обороту оборотних коштів:

$$O_\tau = \frac{360}{11.25} = 32, \text{ днів} \quad (8.23)$$

Річний об'єм випуску продукції визначають, виходячи з її собівартості C_n і прибутку Π_H . Розрахункова формула:

$$\Pi_H = C_H \cdot \Pi_H, \quad (8.24)$$

Оптову ціну виробу визначають складанням повної собівартості C_n і суми прибутку Π_H , яка доводиться на одиницю продукції:

$$\Pi_{онт} = C_n \cdot \Pi_H, \quad (8.25)$$

$$\Pi_H = 9.2 + 1.6 = 10.08 \text{ грн.}$$

Основною частиною прибутку є прибуток від реалізації товарної продукції:

$$\Pi_{реал} = N \cdot \Pi_{онт} - C_n \cdot \Pi_{реал} = 10000 \cdot (10.08 - 9.2) = 8800, \text{ грн.} \quad (8.26)$$

Де N – кількість реалізованої продукції.

Загальна рентабельність виробу:

$$P_o = \frac{\Pi_{реал}}{\Phi_{он.ср.р} \cdot \Phi_{о.ср.р}} \cdot 100\% = \frac{8800}{228470 \cdot 95000} \cdot 100\% = 5\%,$$

Де $\Phi_{он.ср.р}$ - середньорічна вартість основних виробничих фондів; $\Phi_{о.ср.р}$ - середньорічна вартість нормативних оборотних коштів.

						Арк.
						77
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 8.6

№	Показники	Базовий варіант	Проектн. варіант
1.	Об'єм випуску продукції	10000	10000
2.	Загальна вартість основних фондів	223630	223630
3.	Кількість одиниць обладнання	14	14
4.	Питомі капіталовкладення , грн.	10.6	10.39
5.	Коефіцієнт завантаження обладнання	0.9	0.945
6.	Коефіцієнт використання обладнання	0.81	0.9
7.	Виробничі площі на одиницю устаткування	16.8	16.8
8.	Коефіцієнт використання основних матеріалів	0.8	0.9
9.	Загальна чисельність працюючих	14	14
10.	Середній тарифний розряд виробничих робочих	4	4
11.	Трудомісткість одиниці продукції	0.5	0.2
12.	Питома енергоємність	0.008	0.005
13.	Річний фонд заробітної платні	42000	26500.1
14.	Місячна заробітна платня	2400,15	2064,5
15.	Повна собівартість річного випуску продукції	1538000.3	1069570.15
16.	Ціна, грн.	10.23	10.08
17.	Коефіцієнт обороту оборотних коштів	15.4	13.17
18.	Річна сума прибутку, грн.	128100	163000
19.	Рівень рентабельності, %	15	38

Критерієм економічної ефективності нового верстата, в порівнянні з базовим, звичайно беруть умови, при яких сума приведених витрат мінімальна, тобто сума

						Арк.
						78
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

собівартості продукції, виготовленої на новому верстаті протягом року, і відповідні капітальні вкладення мінімальні. Економічний ефект, одержаний за один рік експлуатації верстата E_p (грн.) , при виробництві одного і того ж об'єму продукції як і на базовому верстаті.

$$E_p = (C_1 \cdot E_H \cdot K_1) - (C_2 + E_H \cdot K_2), \quad (8.28)$$

Де C_1, C_2 - собівартість продукції, виготовленої на базовому і новому верстаті ; K_1, K_2 - капіталовкладення при використанні базового і нового верстату; E_H - нормативний коефіцієнт. Визначення розрахункового терміну окупності додаткових капіталовкладень:

$$T_p = \frac{|K_1 - K_2|}{C_1 - C_2} \quad (8.29)$$

Нове обладнання вважається економічно ефективним при $E_p \triangleright E_H$ і

$$T_p \triangleleft T_H, E_H = 0.15 ; T_H = 6.6 \text{ років.}$$

$$E_p = (153800.3 + 0.15 \cdot 35330) - (109137.55 + 0.15 \cdot 23237) = 464760.7 \text{ грн}$$

$$T_p = \frac{|35330 - 23237|}{153800.3 - 109137.55} = 0.25 ,$$

$$E_p = \frac{1}{T_p} = \frac{1}{0.25} \approx 3.87$$

9. ОХОРОНА ПРАЦІ

9.1 Загальна інформація

Однією з найважливіших особливостей машинобудівного виробництва є забезпечення безпечних умов праці, для чого необхідне строге дотримання правил безпеки праці.

До небезпечних чинників при обробці металів різанням відносяться: рухомі частини верстатів виробу або заготовки, стружка і осколки інструментів, нагріті поверхні устаткування, інструменту і заготовок, висока напруга в силовій електричній мережі і статична електрика, підйомно - транспортний пристрій і вантажі, які переміщують.

Шкідливими виробничими чинниками є: підвищена або знижена температура, високі вологість і швидкість руху повітря робочої зони, підвищені рівні ультразвука, теплових, іонізуючих, інфрачервоних і інших випромінювань, підвищений вміст пороши і газів у області робочої зони, високий рівень шуму і вібрації, недостатня освітленість, підвищена яскравість світла і пульсації світлового потоку.

Збереження здоров'я людини і висока ефективність праці можуть бути досягнуті при забезпеченні відповідності технічних параметрів з устаткування антропометричним, фізіологічним, психофізичним і психологічним можливостям людини.

						Арк.
						80
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

9.2 Техніка безпеки при роботі на токарному верстаті

Основними небезпечними виробничими факторами при роботі на токарних верстатах є стружка, ріжучий інструмент, рухомі частини верстата.

Особливу небезпеку являє собою зливна стружка, яка утворюється при проточуванні в'язких сталей. Для того, щоб забезпечити захист робітників від травмування зливною стружкою, застосовують різні пристрої для її завивання та дроблення.

У якості засобів захисту в цьому випадку використовують огороження зони різання захисними екранами, а також захисні окуляри.

Важливою умовою безпеки при роботі твердосплавним інструментом є виконання встановлених режимів різання, так як твердосплавні пластини можуть руйнуватися і наносити травми. Не менш важливим є виключення верстату наступному порядку: спочатку виключають подачу, а потім - обертання шпинделю.

Однією з причин нещасних випадків є захват звисаючих частин одягу (як правило рукавів) на ходові гвинти та вали. Для попередження таких випадків слід строго виконувати правила використання спецодягу.

При закріпленні заготовок у кулачковому та мембранному патроні причиною травмування може бути забутий в патроні ключ. У цьому випадку слід використовувати ключ, у якого при натисканні на нього вставка ключа входить у гніздо патрону, а при відпусканні пружина виштовхує ключ.

В токарних верстатах повинен бути справним нульовий захист, який робить неможливим самовільне включення верстату у випадку, коли електроенергія знову подається після раптового зникнення.

						Арк.
						81
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

9.3 Облік вимог охорони навколишнього середовища при застосуванні змащувально - охолоджуючих технологічних засобів

В умовах машинобудівних підприємств особливо при використанні різних видів ЗОТЗ в повітрі постійно присутні аерозолі різного походження і концентрації. Потрапляючи в організм людини через органи дихання, шкірний покрив або травну систему шкідливі речовини можуть викликати гострі і хронічні професійні захворювання.

На проектованому устаткуванні можуть використовуватися як масляні ЗОТЗ типу: МР-1, МР-3, МР-4, ЛЗ-1ПІО, ОСМ-5, РЗ-ЗОТС8, так і емульсії на водній основі типу: Укринол-1, Аквол-2, Унізор-1. Проте застосування емульсій на водній основі можливо тільки при дотриманні наступних правил: не застосовувати емульсію, що викликає корозію деталей верстата; емульсія не повинна змивати масляну плівку; у разі спаду емульсії у верстаті поповнення за рахунок додавання води не допускається; постійно спостерігати за справністю ущільнень блоку шпинделя поздовжнього супорта.

У зв'язку з виділенням шкідливих речовин в процесі обробки необхідно контролювати їх вміст в повітрі робочої зони на відповідність ГОСТ 12.1.005 - 76 «Повітря робочої зони». Враховуючи повну огорожу зони різання від працюючого і велику періодичність включення, застосування місцевої вентиляції не є необхідним оскільки достатньо наявність у виробничому приміщенні загальної обмінної вентиляції. Режими різання, вживані ЗОТЗ повинні вибиратися з умови мінімального утворення шкідливих речовин в процесі різання. При використанні в якості ЗОТЗ масла сульфозфрезола при інтенсивних режимах різання, або при обробці металів з утворенням дрібної стружки, необхідно встановити фільтри централізованого відсмоктування парів ЗОТЗ з робочого простору верстата.

						Арк.
						82
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Доцільним є застосування спеціальних сопел для подачі ЗОТЗ в зону різання рекомендованих до застосування ГОСТ 12.3.025 - 80, що гарантують утворення мінімальної кількості аерозоля.

З метою оберігання працюючих від шкідливої дії ЗОТЗ при роботі на токарному напівавтоматі встановлені спеціальні захисні екрани що запобігають попаданню ЗОТЗ на робітника.

Оскільки в ході роботи виникає необхідність доступу в робочу зону, працівник забезпечується спеціальними дерматологічними засобами для захисту шкіри рук: гідрофобним кремом «Захисний», і рукавицями типу Б (з вточним напалком), згідно ГОСТ 12.4.010 - 75. Також працюючий забезпечується і засобами індивідуального захисту: бавовняним костюмом; шкіряними черевиками; захисними окулярами.

Періодичність заміни ЗОТЗ встановлюється за наслідками контролю її змісту, але не рідше за один раз на 6 місяців. Очищення ємностей для приготування ЗОТЗ, трубопроводів і систем подачі слід проводити один раз в 6 місяців для масляних і один раз в 3 місяці для водних ЗОТЗ. Антимікробний захист ЗОТЗ проводиться додаванням бактерицидних присадок і періодичною пастеризацією рідини. Пастеризація ЗОТЗ проводиться нагріванням до 75-80 С, короткочасною витримкою і подальшим охолодженням в регенераторі або охолоджувачі до робочої температури.

9.4 Електробезпека проектного устаткування

По небезпеці поразки електричним струмом приміщення діляться на три класи: без підвищеної небезпеки, з підвищеною небезпекою і особливо небезпечні. Металорізальний цех обладнаний токарними верстатами відповідно до (ПУЕ) відноситься до приміщень з підвищеною небезпекою поразки струмом, оскільки в цеху можливо появи струмопровідного пилу, є велика кількість

					Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	83

металоконструкцій сполучених із землею (верстати, транспортери, накопичувачі залізні опори і т.д.) є можливість дотику людини одночасно до корпусу верстата і заземленої металоконструкції.

Електроустаткування верстата підключається до джерела живлення тільки через одне введення, трифазну чотирьохдротяну мережу з глухозаземленою нейтральною точкою обмотки джерела струму напругою 220/380 В.

Електричні ланцюги верстата мають наступні характеристики:

- живильний ланцюг 380 В, 50 Гц., трифазний змінний струм;
- ланцюг управління (через трансформатор) 110 В, однофазного змінного струму і 24 В постійного струму (через випрямляч).
- ланцюг освітлення (через трансформатор) 110 В змінного струму.

Безаварійна робота верстата забезпечується при зміні напруги від 0.9 до 1.1 номінального значення і при зміні частоти напруги згідно ГОСТ 6697 - 75.

Проходячи через організм людини, електричний струм викликає термічну, електролітичну і біологічну дію. Термічна дія приводить до опіків різних ступенів тяжкості. Електролітична дія виявляється в розкладанні крові і лімфи, в зміні їх фізико - хімічного складу. Біологічна дія електричного струму обумовлює роздратування і збудження живих тканин організму в мимовільні судорожні скорочення м'язів рук, легенів і серця. В результаті дії струму в організмі людини виникають порушення різної тяжкості, аж до повного припинення діяльності органів кровообігу і дихання. Перераховані види дії електричного струму на організм людини можуть бути викликані електричними травмами і ударами.

Опір ізоляції електроустаткування в будь-якій незаземленій точці не нижче 1 МОм, а для обмоток електродвигунів не меншого 0.5 МОм. Вимірювання опорів ізоляції проводиться за допомогою мегометра під напругою 500 - 1000 В.

Електрошафа верстата має зручне розташування з торця верстата в стороні від рухомих і обертаючихся частин. Для виключення доступу некомпетентних осіб забезпечується спеціальним замком. Зсередини електрошафа пофарбована в яскраво червоний колір згідно ГОСТ 12.2.009 - 80. Не допускається прокладати

						Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		84

дріт з шматків, сполучених паянням або скручуванням і заізольованих ізоляційною стрічкою.

Для даної мережі основним заходом, що забезпечує безпеку у разі появи напруги на не струмопровідних частинах устаткування, є навмисне електричне з'єднання з нульовим захисним провідником металевих неструмопровідних частин устаткування (станини, корпусів електродвигунів, пультів керування, каркасів шаф), які можуть опинитися під напругою вище 42 В змінного струму, тобто занулення. Пристрої, які передбачають на устаткуванні для з'єднання з нульовим дротом, мають антикорозійне струмопровідне покриття. Схема занулення представлена на рис 9.1. Метою занулення є перетворення замикання на корпус устаткування, в однофазне коротке замикання з метою спрацювання захисту (згорання плавких запобіжників). Час відключення в цьому випадку складає 5...7 секунд.

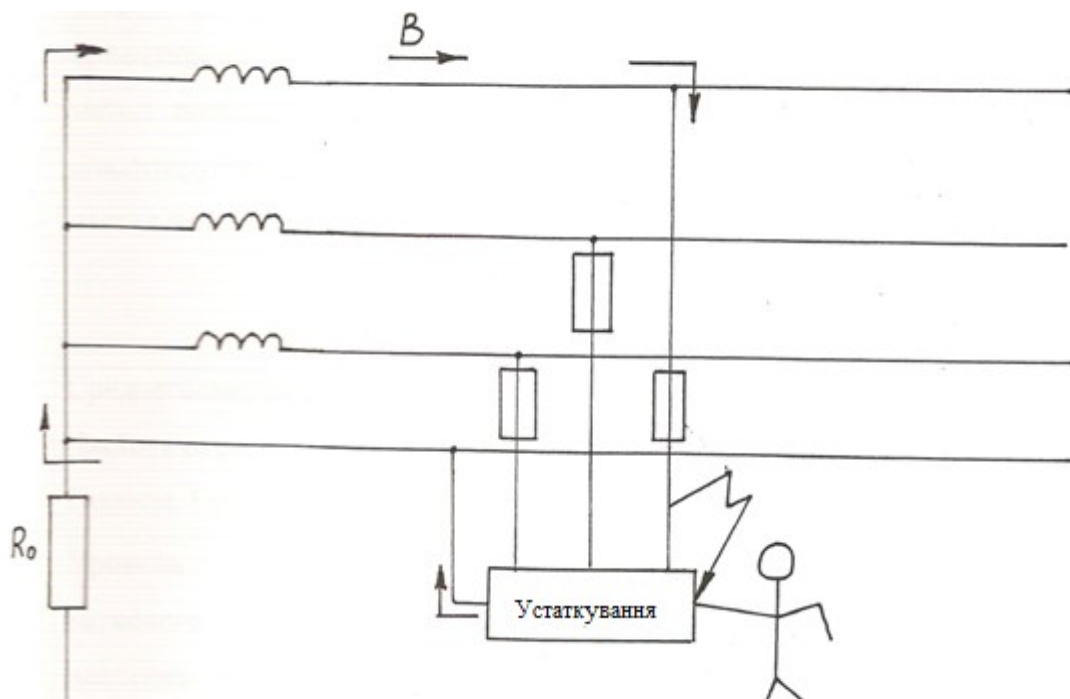


Рисунок 9.1 – Схема занулення

9.5 Пожежна безпека

Одною з основних причин виникнення пожежі при експлуатації проектованого устаткування є несправність електричної проводки верстата. В цілях запобігання пожежної безпеки необхідно застосовувати кабелі і електропроводки тільки типів вказаних в керівництві застосування верстата, систематично контролювати стан апаратів захисту від перевантажень і від коротких замикань.

Використовувані електричні освітлювальні апарати повинні мати закрите або захищене виконання, а світильники аварійного освітлення повинні приєднуватися до незалежного джерела живлення.

У виробничому приміщенні доцільно застосовувати вогнегасники трьох видів:

- ОХП - 10, вогнегасник хімічний пінний, в якому піна утворюється за рахунок хімічної реакції між кислотою і лугом. Тривалість дії 60 сек. Дальність струменя 6.8 м. ОХП - 10 не можна застосовувати при гасінні електроустановок під напругою оскільки струмінь слугитиме провідником електричного струму, а також речовин легкозаймистих від води це: калій, натрій карбід кальцію і ін.

- ОУ - 2, ОУ - 5, ОУ - 8 – вуглекислі вогнегасники, призначені для гасіння невеликих загорянь всіх видів пальних і тліючих матеріалів, не викликаючи їх псування, а також електроустановок під напругою.

- ОВПУ - 250, вогнегасник повітряно - пінний універсальний (стаціонарна установка пінного пожежогасіння). Тривалість роботи 3.4 хвилини. Площа гасіння до 30м, вага 450 кг Застосовуються для гасіння пожеж вогнєнебезпечних речовин і ЛВЖ.

Засоби пожежогасіння і пожежний інвентар повинні бути забарвлені в кольори відповідно до вимог ГОСТ 15548 - 70.

					Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	
					86

ВИСНОВКИ

В дипломному проекті зпроектовано спеціалізований верстат для обробки заданої деталі шляхом модернізації токарно-гвинторізного верстата моделі 1А616.

А саме:

1. Проаналізовано креслення заданої деталі, було надані рекомендації щодо тех. процесу обробки.

Обробка ускладнюється двома позиційними допусками відносно бази А.

Обробку зовнішньої та внутрішньої поверхонь треба проводити за один установ при затиску по поверхні А.

2. Проведено аналіз конструкції та обґрунтовано модернізацію токарно-гвинторізного верстата моделі 1А616.

Робочий простір верстата дозволяє обробити задану деталь. Але інші технічні характеристики такі, як швидкість обертання шпинделя і потужність двигуна роблять обробку економічно не вигідною.

3. Проведено кінематичний та конструкторський розрахунок ПГР.

Компановка ПГР базового верстата є оптимальною. Число передач коробки швидкостей зменшено з 12 до 8, тому загальне число передач шпинделя замість 21 склало 16. Частоти обертання з 9-1600 об/хв змінили свій діапазон на 63-2000 об/хв. Обрано більш потужний електродвигун АИР132S4 з N=7,5 кВт. Клинопасова передача була замінена на поліклінову. Корпус КШ залишився, але для неї було зпроектовано нові шестерні, вали, підшипники.

4. Обґрунтовано вибір конструкції шпиндельного вузла та проведено його розрахунок.

Стара компоновка ШВ не задовольняє новим швидкісним параметрам обробки. Тому була обрана більш надійна схема. Передня опора шпинделя складається з дворядного радіального роликового підшипника

						Арк.
						87
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

та упорно-радіального з кутом нахилу 60° . Задня опора – ще один дворядний радіальний роликовий підшипник.

5. Запропоновано пристосування до верстата для виконання обраної операції обробки.

Мембранний патрон, що складається з диску, мембрани і затискного гвинта, є найбільш простішим і надійнішим пристосуванням для даної операції.

6. Складено програму обробки отворів даної деталі на верстаті з ЧПК в системі «HEIDENHAIN».

В програмі використано чотири цикли обробки з посиланням на підпрограму масиву розташування отворів. Це дало можливість скоротити програму до 23 кадрів.

7. Проведені економічні розрахунки та надано рекомендації щодо техніки безпеки.

Економічний ефект досягається за рахунок скорочення часу обробки заданої деталі шляхом підвищення режимів різання та використання нового пристосування.

						Арк.
						88
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИКОРИСТАНА ЛІТЕРАТУРА

1. Справочник технолога-машиностроителя. В 2-х т. Т.2 /Под ред. А.Г.Косиловой и Р.К.Мещерякова.-4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1985.456с., ил.
2. Барановский Ю.В. Режимы резанияметаллов. Справочник. Изд. 3-е, переработанное и дополненное. М., «Машиностроение», 1972. – 407 с.
3. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Детали машин. Курсовоепроектирование: Учеб. пособие для машиностроит. Спец. Учреждений среднего профессионального образования. – 4-еиздание, исправл. –М.: Машиностроение, 2003. – 536 с.
4. Кочергин А. И. Конструирование и расчетметаллорежущихстанков и станочных комплексов. Курсовоепроектирование: учебноепособие для вузов. - Минск: Высш. шк.,1991. – 382 с.
5. Пуш В. Э. Конструирование металлорежущих станков. – М.: Машиностроение, 1977. – 390 с.
6. Конструирование узлов и деталей машин: Посібник для машинобудівних спец. вузів / П.Ф. Дунаєв, О.П. Леликов – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Вища. школа, 1985 – 416 с.
7. Расчёт и конструирование металлорежущих станков / А.С. Проников – 2-е изд. – М.: Вища школа, 1968 – 431с.
8. Справочник конструктора-машиностроителя: Анурьев В.И. в 3 т. - 8-е вид., М.: Машиностроение, 2001.
9. Конструирование и расчет металлорежущих станков и станочных комплексов: Кочергин А. И. Посібник для вузів М.:Вища щкола 1991. - 382 с.

						Арк.
						89
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- 10.Проектирование металлорежущих станков: Тарзиманов Г.А. 3-е вид., - М.: Машиностроение, 1980. - 288с.
- 11.Металлорежущие станки: Учебник для машиностроительных втузов: під ред. В.Е. Пуша – М.: Машиностроение, 1985.-256 с.
- 12.Прогрессивные режущие инструменты и режимы резания металлов: довідник/ В.І. Баранчиков, Н.Д. А.В. Жаринов, Н.Д. Юдина під ред.. В.І. Баранчикова. – М.: Машиностроение, 1990. – 400с.
- 13.Методические указания и контрольные задания по курсу «Металлорежущие станки» / Сост. Ю.Н. Кузнецов, В.М. Гурко, В.И. Романов. – Киев: КПИ, 1987.
- 14.Методичні вказівки до виконання дипломного проекту освітньо-кваліфікаційного рівня «СПЕЦІАЛІСТ», навчальне видання / НТУУ «КПІ»; уклад. Степанюк А.Р., Магазій П.М. – Київ: НТУУ «КПІ», 2012. – 83 с.
- 15.Приспособления для металлорежущих станков: Справочник / Горошкин А.К.- 7-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1979. – 303с., ил.
- 16.Проектирование станочных приспособлений: Учебное пособие для учащихся техникумаов / Белоусов А.П. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Висш. Школа, 1980. – 240 с., ил.
- 17.Режимы резания для токарных и сверлильно-фрезерно-расточных станков с числовым программным управлением: Справочник / Под ред. В.И. Гузеева. М.: Машиностроение, 2005. 368 с.

						Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		90